



TUGAS AKHIR - TM 090340

PERHITUNGAN ULANG (MANUAL & NUMERIK) CRUDE OIL BOOSTER PUMP PADA CPA PERTAMINA- PETROCHINA TUBAN

**IMAM NUR FACHRUDIN
NRP 2111 030 049**

**Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT
NIP 19620216 199512 1 001**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014**



TUGAS AKHIR - TM 090340

**PERHITUNGAN ULANG (MANUAL & NUMERIK) CRUDE
OIL BOOSTER PUMP PADA CPA PERTAMINA-
PETROCHINA TUBAN**

**IMAM NUR FACHRUDIN
NRP 2111 030 049**

**Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT
NIP 19620216 199512 1 001**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSANTEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014**



FINAL PROJECT - TM 090340

RE-CALCULATE (MANUAL & NUMERIC) OF CRUDE OIL BOOSTER PUMP AT CPA PERTAMINA-PETROCHINA TUBAN

**IMAM NUR FACHRUDIN
NRP 2111 030 049**

**Consellor Lecture
Dr. Ir. Heru Mirmanto,MT
NIP 19620216 199512 1 001**

**DIPLOMA III STUDY PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industry Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2014**



FINAL PROJECT - TM 090340

**RE-CALCULATE (MANUAL & NUMERIC) OF CRUDE
OIL BOOSTER PUMP AT CPA PERTAMINA-
PETROCHINA TUBAN**

**IMAM NUR FACHRUDIN
NRP 2111 030 049**

**Consellor Lecture
Dr. Ir. Heru Mirmanto,MT
NIP 19620216 199512 1 001**

**DIPLOMA III STUDY PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industry Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2014**

**PERHITUNGAN ULANG (MANUAL & NUMERIK)
CRUDE OIL BOOSTER PUMP PADA CPA
PERTAMINA-PETROCHINA TUBAN**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA

Oleh :

IMAM NUR FACHRUDIN

NRP. 2111 030 049

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Heru Mirnanto, MT..... (Pembimbing)
NIP. 19620216 199512 1 001

**SURABAYA
JUNI 2014**

PERHITUNGAN ULANG (MANUAL & NUMERIK) CRUDE OIL BOOSTER PUMP PADA CPA PERTAMINA- PETROCHINA TUBAN

Nama mahasiswa : Imam Nur Fachrudin
NRP : 2111030049
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen pembimbing : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT

Abstrak

PT. JOB P-PEJ (Joint Operating Body Pertamina - Petrochina East Java) Tuban adalah Production Sharing Contractor yang bekerja sama dengan Pertamina. Pada CPA Pertamina-Petrochina Tuban, pompa booster merupakan bagian vital untuk menunjang proses produksinya. Pompa booster digunakan untuk memindahkan crude oil, dari crude oil tank menuju shipping pump yang selanjutnya akan dipompakan lagi menuju Floating Storage Offloading (FSO) Cinta Natomas.

Pada tugas akhir ini didapatkan perhitungan ulang instalasi dan pemilihan pompa yang sesuai untuk instalasi pompa booster. Perhitungan head, kapasitas, daya pompa dan efisiensi dilakukan secara manual dan numeric menggunakan software pipe flow expert.

Pada analisa dan perhitungan ulang ini, didapatkan kapasitas untuk booster service dengan kapasitas maksimal 880 GPM dengan head efektif instalasi (Heff) sebesar 78,1665 m serta didapatkan daya pompa sebesar 57,36 kW. Sehingga dari hasil perhitungan-perhitungan tersebut dapat dipilih pompa sentrifugal merk Gould Pump dengan type 3700MA / 4x6-11.

Kata kunci : pompa booster, kapasitas, head, daya

RE-CALCULATE (MANUAL & NUMERIC) OF CRUDE OIL BOOSTER PUMP AT CPA PERTAMINA- PETROCHINA TUBAN

Student's Name : Imam Nur Fachrudin
Registration Number : 2111030049
Departement : D-III Mechanical Engineering FTI-ITS
Supervisor : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT

Abstract

PT. JOB P-PEJ (Joint Operating Body Pertamina - Petrochina East Java) Tuban is the Production Sharing Contractor with cooperative with Pertamina. Pertamina-Petrochina on CPA Tuban, booster pump is a vital part to support the production process. Booster pump is used to move crude oil, from crude oil tank to shipping pump, then it will be pumped again to the Floating Storage Offloading (FSO) Cinta Natomas.

In this final project the result of recalculate installation and selection pump is appropriate for installation of booster pumps. Calculation of head, capacity, and efficiency of the pump power is done manually and using software numeric pipe flow expert.

In this analysis and re-calculation obtained to booster service capacity with a maximum capacity of 880 GPM with an effective head installation (Heff) of 78,1665 m and power of pump is 57,36 kW pump. So, from the results of these calculations can be selected brands Gould Pump centrifugal pump with type 3700MA / 4x6-11.

Keywords : *booster pump, kapacity, head, power*

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT, serta tak lupa sholawat dan salam penulis ucapkan kepada Rasulullah Muhammad SAW, serta para sahabatnya. Berkat taufiq dan hidayah-NYA sehingga penulis dapat menyelesaikan seluruh pengerjaan tugas akhir dengan judul ***“Perhitungan Ulang (Manual & Numerik) Crude Oil Booster Pump pada CPA Pertamina-Petrochina, Tuban”***.

Penyelesaian tugas akhir ini merupakan syarat akademis yang harus ditempuh di Jurusan D-III Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Banyak dorongan dan bantuan yang penulis dapatkan selama penyusunan Tugas Akhir ini sehingga terselesaikannya dengan beberapa kekurangan dan kelebihan. Pada kesempatan kali ini pekenankanlah penyusun menyampaikan ucapan terimakasih kepada:

1. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT selaku Dosen pembimbing yang telah dengan sabar memberi bimbingan serta ilmu-ilmu yang bermanfaat sehingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MT selaku Ketua Program Studi D-III Teknik Mesin FTI-ITS yang telah banyak memberikan bantuan dalam proses pengajuan ijin dan sebagainya sampai terselesaikannya Tugas Akhir ini.
3. Ibu Liza Rusdiyana, ST. MT selaku Koordinator Tugas Akhir Program Studi D-III Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Bapak Ir. Hari Subiyanto, MSc selaku dosen wali selama penulis kuliah di Jurusan D-III Teknik Mesin FTI-ITS.
5. Bapak-Ibu Dosen penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini. Serta seluruh Dosen dan staff pengajar Program Studi D-III Teknik Mesin FTI-ITS, yang telah

memberikan ilmunya dan membantu semua selama duduk di bangku kuliah.

6. Bapak Gunarso selaku Supervisor sekaligus pembimbing serta seluruh karyawan JOB P-PEJ Tuban atas bantuan dan kepercayaan yang diberikan.
7. Bapak Mashari selaku Koordinator Control Room CPA Pertamina-Petrochina Tuban yang telah membantu kami dalam perijinan dan pengambilan data Tugas Akhir.
8. Saudara Taufiqur Rakhmadi selaku partner satu kelompok saya yang telah membantu dalam perhitungan yang belum saya ketahui.
9. Teman-teman seperjuangan saya yaitu Diana, Wenny, Andi, Ardi, Arzy, Daniel, Dimas, Misbah yang telah banyak mensupport apabila saya lelah dengan asistensi.
10. Ibu, Bapak, Adik serta seluruh keluarga penulis yang telah memberi dukungan moril dan materiil serta doa yang tak pernah putus selama ini.
11. Teman-teman D3MITS khususnya angkatan 2011, terimakasih atas bantuan segalanya.
12. Serta semua pihak yang belum tertulis dan yang tidak mungkin disebutkan satu persatu yang telah berperan dalam pengerjaan Tugas Akhir ini.

Semoga segala keikhlasan dan beribu kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Allah SWT.

Tak ada gading yang tak retak, penulis menyadari bahwasannya dalam penulisan ini masih terdapat beberapa kesalahan, keterbatasan serta kekurangan. Oleh karena itu, penulis mengharapkan kritik dan saran sebagai masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang membutuhkan.

Surabaya, Juli 2014

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK INDONESIA	iv
ABSTRAK INGGRIS	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xv

BAB I PENDAHULUAN 1

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Permasalahan.....	4
1.3 Batasan Masalah.....	5
1.4 Tujuan.....	5
1.5 Sistematika Penulisan.....	5

BAB II DASAR TEORI 7

2.1 Central Processing Area (CPA).....	7
2.1.1 Komponen Utama pada Shipping Pump	7
2.2 Tujuan Umum Pompa.....	9
2.2.1 Klasifikasi Pompa.....	10
2.2.2 Pompa Positive Displacement	12
2.2.3 Pompa Non Positive Displacement	12
2.2.3.1 Pompa Centrifugal	13
2.2.3.1.1 Komponen Pompa Sentrifugal	13
2.2.3.1.2 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal	14
2.3 Jenis Aliran Fluida.....	16
2.3.1 Aliran Viscous.....	17
2.3.2 Aliran Laminar dan Turbulen.....	17
2.3.3 Aliran Internal	18
2.4 Persamaan Kontinuitas	19
2.5 Hukum Pertama Termodinamika.....	21
2.6 Tinggi – Tekan (<i>Head</i>).....	23

2.7 Persamaan Bernoulli.....	25
2.8 <i>Head</i> Effektif Instalasi Pompa.....	28
2.8.1 <i>Head</i> Statis	28
2.8.2 <i>Head</i> Dinamis.....	31
2.9 <i>Net Positive Suction Head</i> (NPSH)	39
2.9.1 Net Positive Suction Head Available (NPSH _A).....	39
2.9.2 <i>Net Positive Suction Head Required</i> (NPSH _R).....	40
2.10 Kurva Karakteristik Pompa	40
2.10.1 Karakteristik Utama	40
2.10.2 Karakteristik Kerja	41
2.10.3 Karakteristik Universal.....	42
2.10.4 Titik Operasi Pompa.....	43
2.11 Pemilihan Pompa Berdasarkan Perhitungan Head dan Kapasitas.....	43
2.12 Daya Penggerak.....	44
2.12.1 Daya Pompa / Daya Fluida (WHP)	44
2.12.2 Penentuan Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller	45
2.12.3 Daya Poros (P _{shaft}).....	45
2.13 Daya Nominal Penggerak Mula	46
2.14 Sistem Perpipaan	47
2.14.1 Material Pipa	47
2.14.2 Kode dan Standar Pipa	48
2.15 Software Pipe Flow Expert.....	49
BAB III METODOLOGI.....	51
3.1 Data-Data Hasil Survey	51
3.1.1 Data Pompa	51
3.1.2 Data Fluida	51
3.1.3 Data Pipa	52
3.1.4 Data Eksisting <i>Suction Pipeline</i>	53
3.1.5 Data Eksisting <i>Discharge Pipeline</i>	54
3.2 Studi Literatur.....	54
3.3 Pengambilan Data.....	55
3.4 Menentukan Batas Kecepatan Fluida	55
3.5 Perencanaan Gambar	56

3.7 Perhitungan.....	56
3.8 Pemilihan Pompa.....	57
3.9 Kesimpulan.....	57
3.10 Urutan Pengerjaan menggunakan Flow Chart.....	57
3.10.1 Diagram Alir Perhitungan Manual.....	57
3.10.2 Diagram Alir Perhitungan Numerik.....	60
BAB IV PERHITUNGAN	61
4.1 Umum.....	61
4.2 Perencanaan Sistem Distribusi <i>Crude Oil</i>	61
4.2.1 Penaksiran Kebutuhan <i>Crude Oil</i>	61
4.2.2 Perhitungan Manual Sistem Distribusi <i>Crude Oil</i> Sesuai Kondisi di Lapangan.....	62
4.2.2.1 Pengecekan Diameter Instalasi Perpipaan.....	62
4.2.2.1.1 Perhitungan Kecepatan Aliran pada Pipa <i>Suction</i> Sesuai Kondisi di Lapangan.....	63
4.2.2.1.2 Perhitungan Kecepatan Aliran pada Pipa <i>Discharge</i> Sesuai Kondisi di Lapangan.....	66
4.2.3 Perhitungan <i>Head</i> Efektif Instalasi.....	70
4.2.3.1 Perhitungan <i>Head</i> Statis.....	70
4.2.3.2 Perhitungan <i>Head</i> Dinamis.....	72
4.2.3.3 Perhitungan HeadLoss Instalasi.....	73
4.2.3.3.1 HeadLoss Mayor pada pipa dari section A hingga B.....	73
4.2.3.3.2 HeadLoss Minor pada pipa dari section A hingga B.....	75
4.2.3.4 Head Efektif Instalasi Pompa.....	79
4.2.4 Pebandingan Head Efektif teoritis (H_{eff}) dan Head Efektif numerik ($H_{eff\ PFE}$).....	80
4.2.5 Net Positive Suction Head Available ($NPSH_A$).....	81
4.3 Pemilihan Pompa Berdasarkan Perhitungan Head dan Kapasitas.....	83
4.4 Daya Penggerak.....	83
4.4.1 Daya Fluida / Water Horse Power (WHP).....	83
4.4.2 Putaran Spesifik Pompa (n_s).....	84
4.4.3 Daya Poros.....	85
4.4.4 Daya Nominal Penggerak Mula.....	86

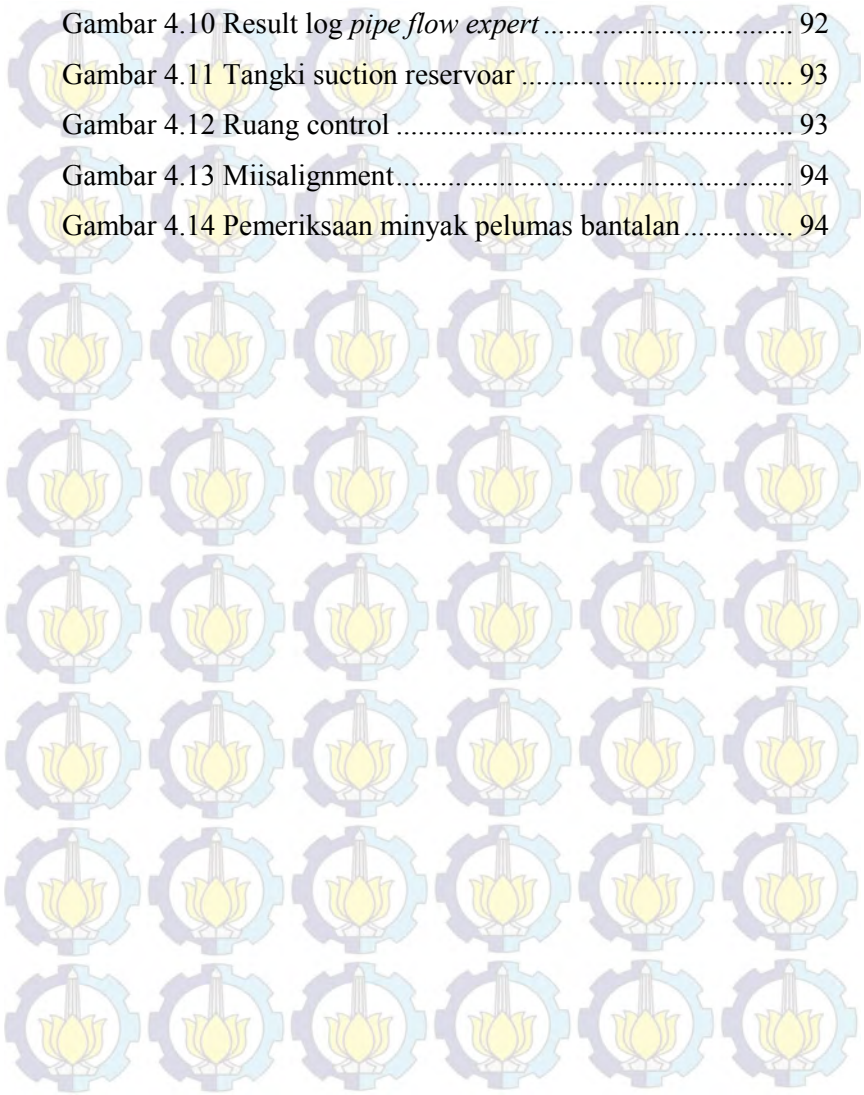
4.5 Penentuan Jenis Pompa	87
4.6 Checking Kondisi Eksisting Menggunakan software Pipe Flow Expert	89
4.6.1 Langkah-langkah permodelan dan simulasi dengan software	89
4.6.2 Hasil perhitungan software pipe flow expert pada sistem perpipaan booster pump	91
4.6.3 Analisa perhitungan booster pump	92
4.7 Perawatan dan Pemeliharaan pompa	92
4.7.1 Perawatan Harian	95
4.7.2 Perawatan Bulanan	95
4.7.3 Perawatan Tahunan	95
BAB V KESIMPULAN	97
5.1 Kesimpulan	97
5.2 Saran	98
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	
BIODATA PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Klasifikasi pompa positive displacement	11
Gambar 2.2 Bagian pompa sentrifugal	13
Gambar 2.3 Bagain aliran fluida di dalam pompa sentrifugal	15
Gambar 2.4 Klasifikasi jenis fluida	16
Gambar 2.5 Profil kecepatan aliran memasuki pipa	18
Gambar 2.6 Aliran massa konstan (Kontinuitas)	21
Gambar 2.7 Metode mengukur <i>Head</i>	24
Gambar 2.8 Control volume dan koordinat untuk analisi aliran energi yang melewati <i>elbow</i> 90^0	25
Gambar 2.9 Instalasi <i>suction lift</i>	30
Gambar 2.10 Instalasi <i>suction head</i>	31
Gambar 2.11 Moody diagram	34
Gambar 2.12 <i>Entrance</i>	35
Gambar 2.13 <i>Ball valve</i>	35
Gambar 2.14 <i>Gate valve</i>	36
Gambar 2.15 <i>Flow meter</i>	36
Gambar 2.16 <i>Elbow</i> 90^0	37
Gambar 2.17 <i>Swing check valve</i>	37
Gambar 2.18 <i>Strainer</i>	37
Gambar 2.19 <i>Difusor</i>	38
Gambar 2.20 Reducer	38
Gambar 2.21 Mitre bends 45^0 elbow	39

Gambar 2.22 Karakteristik utama	41
Gambar 2.23 Karakteristik kerja	41
Gambar 2.24 Karakteristik universal.....	42
Gambar 2.25 Titik operasi pompa	43
Gambar 2.26 Daerah kerja beberapa jenis konstruksi pompa	44
Gambar 2.27 Putaran spesifik dan bentuk impeller.....	45
Gambar 2.28 Efisiensi standar pompa.....	46
Gambar 2.29 Instalasi pada <i>pipe flow expert</i>	49
Gambar 3.1 Skema tangki dan pipa suction reservoir	53
Gambar 3.2 Skema pipa discharge reservoir	54
Gambar 3.3 Diagram alir perhitungan manual	59
Gambar 3.4 Diagram alir pemrograman <i>pipe flow expert</i>	60
Gambar 4.1 Instalasi suction head pompa.....	70
Gambar 4.2 Moody diagram pipa suction 1	74
Gambar 4.3 Kalkulasi perhitungan <i>pipe flow expert</i>	80
Gambar 4.4 Instalasi suction head.....	82
Gambar 4.5 Grafik pemilihan pompa.....	83
Gambar 4.6 Grafik hubungan antara kapasitas dan efisiensi.....	85
Gambar 4.7 Grafik daya dan efisiensi Gould Pump.....	88
Gambar 4.8 Permodelan eksisting condition instalasi perpipaan booster pump dengan menggunakan software <i>pipe flow expert</i>	90

Gambar 4.9 Tampilan hasil perhitungan dengan software <i>pipe flow expert</i> pada instalasi perpipaan booster pump	91
Gambar 4.10 Result log <i>pipe flow expert</i>	92
Gambar 4.11 Tangki suction reservoir	93
Gambar 4.12 Ruang control	93
Gambar 4.13 Miisalignment.....	94
Gambar 4.14 Pemeriksaan minyak pelumas bantalan.....	94



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Faktor cadangan	47
Tabel 2.2 Efisiensi transmisi	47
Tabel 3.1 Fitting dan nilai K pada pipa kondisi eksisting	54
Tabel 3.2 Typical pump line velocities	57
Tabel 4.1 Name plate booster pump PP-600 A/B	61
Tabel 4.2 Typical pump line velocities	62
Tabel 4.3 Interpolasi.....	71
Tabel 4.4 Perhitungan <i>Headloss mayor</i> tiap section	77
Tabel 4.5 Perhitungan <i>Headloss minor</i> section B-C	78
Tabel 4.6 Perhitungan <i>Headloss minor</i> section C-D	78
Tabel 4.7 Perhitungan <i>Headloss minor</i> section D-E	78
Tabel 4.8 Tabel head loss total pada setiap section.....	79
Tabel 4.9 Faktor cadangan	86
Tabel 4.10 Efisiensi transmisi	87

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Secara garis besar minyak bumi (minyak mentah) merupakan sumber daya alam yang tidak dapat diperbaharui, dimana keberadaannya setiap hari semakin berkurang karena eksplorasi yang dilakukan secara terus-menerus untuk memenuhi kebutuhan bahan bakar dari transportasi hingga kebutuhan rumah tangga. Minyak mentah juga merupakan suatu kebutuhan pokok bagi kehidupan manusia saat ini dan yang akan datang. Minyak mentah tersebut nantinya akan diolah kembali untuk dijadikan kerosin atau bahan bakar. Dalam kehidupan sehari – hari, masyarakat selalu menggunakan minyak yang sudah diolah untuk digunakan sebagai minyak pelumas, bahan bakar mesin, dll. Minyak mentah didapatkan dari dalam tanah yang dihisap oleh pompa. Untuk mendapatkan minyak mentah yang berada didalam tanah, diperlukan suatu unit pompa untuk dapat menghisap minyak mentah yang menghasilkan kapasitas besar dengan kualitas yang baik.

JOB Pertamina-Petrochina East Java di Indonesia adalah Production Sharing Contractor yang bekerja sama dengan Pertamina. JOB Pertamina-Petrochina East Java beroperasi antara lain di Tuban (Jawa Timur), Sorong (Papua) dan Jambi dengan Kantor Pusatnya berada di Jakarta. Joint Operating Body Pertamina – Petrochina East Java (JOB P-PEJ) Tuban merupakan suatu perusahaan produksi yang berperan dalam mengolah dan menghasilkan minyak mentah yang berada di Tuban. Wilayah operasi JOB Pertamina – Petrochina East Java meliputi 6 kabupaten yaitu: Tuban, Bojonegoro, Lamongan, Gresik, Sidoarjo dan Mojokerto. Lapangan Mudi JOB Pertamina-Petrochina East Java terletak di Kecamatan Rengel, Kabupaten Tuban, Propinsi Jawa Timur. Lokasinya sekitar 34 Km dari Kota Tuban. Termasuk kantor cabang (*branch office*) berada di lokasi tersebut. Pertamina – Petrochina East java saat ini terdiri dari 2 lapangan, yaitu Mudi (Tuban) dan Sukowati (Bojonegoro). Dimana masing-

masing lapangan ini terbagi menjadi beberapa *cluster*. Untuk lapangan Mudi dibagi menjadi 3 *cluster* (pad A, Pad B dan pad C). Untuk lapangan Sukowati dibuat 2 *cluster* (Sukowati A dan Sukowati B). Rincian sumur adalah sebagai berikut:

- Lapangan Mudi:

1. Mudi Pad #A (ESP) : sumur 1, 10, 11, 19, 21, 22(shut in well)
2. Mudi Pad #B (ESP) : sumur 2(shut in well), 4, 5, 9, 15, 16, 17, 18, 23, 24(shut in well)
3. Mudi Pad #C (ESP) : sumur 3(dry hole), 6(water injection well), 7(water injection well), 8, 12(suspended), 13, 14(shut in well)

- Lapangan Sukowati:

1. Sukowati Pad #A (Natural Flowing) : sumur 1, 2, 3, 4, 5, 6
2. Sukowati Pad #B (Natural Flowing) : sumur 7, 8

Jumlah keseluruhan sumur yang berproduksi di JOB Pertamina-Petrochina East Java ini untuk saat ini terdapat 24 sumur. JOB Pertamina-Petrochina East Java Tuban blok ini tiap harinya memproduksi minyak rata-rata 45000 BOPD, gas 35 MMSCFD, dan air rata-rata 27000 BWPD.

Sistem pengolahan dan penghasil minyak pada JOB P-PEJ Tuban Blok ini terdiri dari banyak unit atau komponen untuk mendapatkan minyak bumi (minyak mentah) yang ada di dalam tanah. Salah satu unit penghasil minyak pada JOB P-PEJ adalah sistem pengolahan minyak dan komponen terpenting dalam mendapatkan minyak dari dalam tanah dengan cara menghisap minyak mentah (*crude oil*) tersebut. Selain digunakan sebagai alat penghisap minyak dari dalam tanah, unit pompa ini juga berfungsi untuk menyalurkan fluida minyak mulai dari tangki reservoir (*crude oil tank*) sampai ke tanker FSO Cinta Natomas yang ada di tengah laut di daerah Lamongan yang sebelumnya melewati palang untuk melihat kondisi minyak yang akan dikirim ke tanker. Untuk mengalirkan fluida minyak hasil pengolahan yang ada di *Central Processsing Area* (CPA) menuju kapal tanker, maka sistem perpipaan sangatlah diperlukan. Untuk mengatasi tahanan, ketinggian dan kerugian tekanan disepanjang instalasi

sistem perpipaan, pemilihan pompa yang tepat sangatlah diperlukan.

Proses pengolahan minyak mentah (crude oil) pada *shipping pump* yang ada di CPA dimulai dari fasa-fasa yang ada didalam tanah. Semua fasa tersebut dipompa dengan menggunakan pompa benam atau submersible pump (ESP) dan diteruskan menuju unit atau komponen yaitu separator untuk memisahkan fasa-fasa tersebut menjadi tiga fasa yaitu fasa minyak, cair dan gas. Setelah melewati separator, fluida minyak akan masuk ke stripper untuk memisahkan antara fasa gas dan minyak. Didalam stripper tersebut, fasa gas dan minyak akan melwati pipa-pipa kecil yang dipanaskan, fluida minyak akan melewati pipa kecil sedangkan gasnya akan menguap ke atas. Fluida minyak yang turun melewati pipa kecil yang keluar dari stripper akan masuk ke gas boot untuk pemrosesan lebih lanjut sebelum masuk ke tanki minyak (*crude oil tank*). Crude oil yang berada di tanki reservoir akan dihisap oleh *booster pump* untuk dinaikkan tekanan dan temperaturnya. Setelah temperatur dan tekanan naik, fluida minyak akan masuk ke *Heat Exchanger* untuk dinaikkan kembali temperaturnya dan setelah itu minyak akan langsung masuk ke *shipping pump* untuk dipompakan menuju ke palang dan terakhir sampai ke kapal tanker FSO Cinta Natomas.

Pompa pada suatu industri memiliki peranan yang sangat penting, dimana pompa sebagai peralatan mekanis yang berfungsi memindahkan fluida cair dari suatu tempat ke tempat yang lain. Misalnya pada unit instalasi perpipaan JOB P-PEJ Tuban Blok, terdapat banyak sekali jenis pompa yang digunakan, salah satunya adalah pompa yang digunakan pada unit instalasi *shipping pump* yang diperkuat oleh *booster pump*.

Pada proses pengolahan minyak di unit instalasi *shipping pump*, dibutuhkan pompa yang berfungsi untuk mengalirkan minyak agar selama proses pengaliran minyak yang terjadi didalam pipa tidak mengakibatkan penyumbatan yang disebabkan karena pada minyak terdapat lilin (*wax*) yang dapat mengakibatkan minyak akan mengeras didalam pipa. Akibatnya minyak yang akan dikirim tidak akan sampai ke tanker.

Hal-hal yang sering terjadi pada perencanaan instalasi pipa adalah tidak diketahuinya laju aliran dan kerugian-kerugian tekanan yang terjadi di setiap pipa, sehingga mengakibatkan pendistribusian minyak yang tidak merata dan distribusi tekanan yang berbeda di setiap pipa. Efektifitas dan efisiensi merupakan hal yang terpenting dalam dunia industri, sehingga perlu untuk dilakukan perhitungan ulang dan analisa pada sistem perpipaan minyak yang sudah ada dengan memperhatikan faktor – faktor yang berpengaruh pada aliran pipa agar minyak yang di distribusikan dapat mengalir ke seluruh instalasi pipa sampai ke tempat yang diinginkan sesuai dengan kapasitas dan tekanan yang dibutuhkan.

Mengingat perhitungan laju aliran dan kerugian-kerugian tekanan yang terjadi di setiap pipa dalam instalasi sistem perpipaan sangat penting sekali dalam proses sistem pengiriman sampai ke tanker, maka penulis tertarik untuk menganalisa sistem perpipaan minyak pada *shipping pump* unit JOB P-PEJ Tuban Blok. Hasil yang didapat diharapkan dapat digunakan sebagai pertimbangan dalam perancangan sistem penyaluran minyak menuju tanker FSO Cinta Natomas untuk pengembangan di JOB P-PEJ Tuban Blok.

1.2 Permasalahan

JOB P-PEJ Tuban Blok mempunyai 2 sumur (*well*) yang pertama terletak di Mudi (Tuban) dan yang kedua terletak di daerah Sukowati (Bojonegoro). *Central Processing Area* (CPA) merupakan tempat untuk mengolah, memproduksi dan mengirim minyak mentah (*crude oil*) memiliki beberapa unit pompa yaitu *booster pump* dan *shipping pump*. CPA memiliki dua unit *booster pump* dengan jenis yang berbeda yaitu booster bertekanan rendah dan booster bertekanan tinggi. *Booster pump* dengan tekanan tinggi mempunyai tujuan untuk memompakan minyak dengan meningkatkan tekanan dan temperatur dari tanki reservoir menuju ke *shipping pump*. Pada kenyataannya beberapa unit *booster pump* mengalami kerusakan. Sehingga hanya digunakan dua buah saja untuk membantu pemompaan pada *shipping pump*. Mengapa terjadi kerusakan dan bagaimana cara mencegahnya

sehingga permasalahan pada tugas akhir ini akan dilakukan perancangan ulang sistem perpipaan yang digunakan untuk proses shipping pump.

1.3 Batasan Masalah

Untuk memperkecil ruang lingkup dan untuk memudahkan dalam analisis masalah, dibutuhkan adanya pembatasan masalah. Batasan masalah yang digunakan dalam penulisan Tugas Akhir ini antara lain sebagai berikut :

1. Pembahasan hanya pada perencanaan sistem perpipaan *booster pump* dan pemilihan pompa pada kenaikan tekanan di Centaral Processing Area (CPA).
2. Kapasitas yang digunakan konstan sebesar 880 GPM.
3. Fluida kerja dalam proses adalah minyak dengan suhu konstan 130°F.
4. Kondisi *steady state*, aliran *incompressible*.
5. Diasumsikan instalasi terisolasi dengan baik sehingga tidak ada perpindahan panas.
6. Pembahasan membandingkan perhitungan manual dan perhitungan numerik menggunakan *software*.
7. Analisa numerik dengan menggunakan perangkat lunak *Pipe Flow Experts*.

1.4 Tujuan

1. Perhitungan kapasitas.
2. Menghitung perencanaan pipa yang didalamnya menyangkut pemilihan diameter pipa dan jenis pipa.
3. Menghitung *Head* efektif instalasi pompa.
4. Pemilihan pompa beserta daya yang dibutuhkan.
5. Analisis perhitungan menggunakan perhitungan manual dan dengan menggunakan *Software Pipe Flow Expert*.

1.5 Sistematika Penulisan

Adapun sistematika penulisan ini adalah sebagai berikut :

BAB I : PENDAHULUAN

Bab ini memuat latar belakang, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan, dan sistematika penulisan.

BAB II : DASAR TEORI

Bab ini memuat hal-hal yang dibutuhkan dalam perhitungan tugas akhir.

BAB III : METODOLOGI

Bab ini memuat tentang langkah-langkah perhitungan.

BAB IV : PERHITUNGAN POMPA BOOSTER

Bab ini memuat tentang perhitungan-perhitungan sistem perpipaan, head loss, dan pemilihan pompa.

BAB V : KESIMPULAN

Berisikan penarikan kesimpulan dan pemberian saran. Kesimpulan memuat pernyataan singkat dan tepat dari hasil perhitungan dan pembahasan. Saran memuat masukan-masukan yang bermanfaat dan sebagai tinjauan untuk perancangan atau perhitungan berikutnya.

Lampiran

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Central Processing Area (CPA)

Central Processing Area (CPA) merupakan tempat memproses fluida produksi dari lapangan pengeboran Mudi, Sukowati dan Lengowangi, yang kemudian akan mengalirkan crude oil yang sudah di proses ke FSO Cinta Natomas. Central Processing Area (CPA) juga mengalirkan crude oil dari Geolink (Mobil Cepu Limited) dan Pertamina EP Cepu. Dalam sehari Central Processing Area (CPA) mampu mengalirkan 60 MSTB crude oil ke FSO Cinta Natomas.

Central Processing Area (CPA) JOB Pertamina–Petrochina Tuban menggunakan beberapa peralatan yang dioperasikan semi-otomatis menggunakan System Logic Controller. Peralatan-peralatan ini dioperasikan dari control room. Peralatan tersebut dioperasikan secara semi-otomatis karena masih dilakukan pencatatan secara manual untuk beberapa peralatan setiap 2 jam sekali. Sistem Logic Controller digunakan untuk menjaga kondisi unit pada nilai pengesetan yang di ijinakan dimana alarm akan berbunyi apabila terjadi kondisi menyimpang dari unit yang telah diset sebelum akhirnya mematikan unit secara otomatis. Beberapa peralatan produksi yang terdapat di Central Processing Area (CPA) Mudi dapat dibagi dalam lima kelompok besar, yaitu:

- i. Peralatan pemroses fluida produksi
- ii. Peralatan pemroses minyak
- iii. Peralatan pemroses air
- iv. Peralatan pemroses gas
- v. Peralatan penunjang

Untuk *Process Flow Diagram* dari CPA di Pertamina-Petrochina Tuban dapat dilihat pada lampiran P&ID.

2.1.1 Komponen Utama pada Shipping pump

Process Plant

Process plant berisi tentang serangkaian process yang dilaksanakan pada Central Processing Area (CPA) meliputi gas handling, oil handling dan water handling.

1. Gas handling meliputi proses pemisahan gas dari crude oil sampai menjadi sweet gas yang akhirnya digunakan sebagai sumber penggerak gas engine dan ada juga yang diolah menjadi sulfur cake.
2. Oil handling meliputi proses pemisahan minyak mentah (Crude Oil) dari kandungan air dan gasnya sampai proses shipping ke kapal tanker.
3. Water handling meliputi proses awal pemisahan air dari crude oil sampai akhirnya di injeksikan kembali ke dalam tanah.

Berikut ini adalah komponen utama proses pemisahan minyak mentah (*crude oil*) dari kandungan air dan gasnya sampai proses *shipping* ke kapal tanker diantaranya meliputi, EPS (*Early Production System*), FWKO (*Free Water Knock Out*), *stripper*, *gas boot oil*, *oil tank*, *booster pump*, *heat exchanger*, *shipping pump*, dan *FSO cinta natomas*.

EPS (*Early Production System*)

Proses produksi tahap ini meliputi produksi fluida mulai dari pengangkatan fluida dari dalam sumur sampai ke separator dengan menggunakan pompa benam (*submersible pump*). Pompa ini bekerja dengan menginjeksikan air ke dasar tanah sehingga minyak akan terdorong naik ke permukaan.

FWKO (*Free Water Knock Out*)

Fluida produksi yang menuju separator / FWKO (*Free Water Knock Out*) ini berasal dari manifold dimana alirannya masih campuran tiga fasa. Fluida yang keluar dari separator telah dipisahkan fasa-fasanya yaitu air, minyak dan gas. Crude oil yang keluar dari FWKO masih mengandung beberapa pengotor dan masih memiliki kandungan gas H_2S .

Stripper (PV-3300)

Stripper digunakan untuk mengurangi kandungan H_2S yang masih terlarut dalam crude oil. Pengurangan kandungan H_2S dilakukan dengan menginjeksikan sweet gas. Sweet gas dimasukkan ke dalam stripper akan meningkatkan H_2S yang terkandung dalam crude oil sehingga minyak yang keluar dari stripper adalah minyak dengan kandungan H_2S rendah

Gas Boot Oil (TK-900)

Alat pemisah gas (de-gassing boot) digunakan untuk mengurangi kadar H_2S pada minyak sebelum dialirkan ke storage tank. Fungsinya adalah untuk memisahkan gas dari dalam aliran minyak atau kondensat yang masuk kedalam tangki terbebas dari gas.

Oil Tank (TK-8001 A/B)

Dalam proses penampungan minyak mentah umumnya dilapangan menggunakan tangki atmosfer. Bentuk-bentuk tangki atmosfer di lapangan adalah tangki tegak dengan atap kerucut dan tangki tegak dengan atap lengkung (kubah). Umumnya konstruksi tangki ini dibuat dengan pelat baja yang lebih tebal dari tangki produksi karena sifatnya permanen.

Booster Pump (PP-600 A/B)

Pompa booster ini berfungsi untuk menaikkan tekanan *crude oil* dari tangki. Tekanan yang keluar dari booster antara 65-110 psi, dikarenakan pompa memiliki kemampuan kerja tersendiri. *Oil booster pump* digunakan untuk memompa *crude oil* yang berada di TK-8001 A/B ke Pompa Shipping PP-8400 A/B.

Oil Shipping Pump (PP 8400 A/B)

Oil shipping pump merupakan sebuah pompa sentrifugal multistage yang mengalirkan *crude oil* dari *booster pump* (PP-600 A/B) menuju ke FSO Cinta Natomas.

FSO Cinta Natomas

Merupakan kapal tangker yang terletak di laut lepas di daerah palang Tuban, yang berfungsi sebagai penampungan *crude oil* dari produksi CPA.

2.2 Tinjauan Umum Pompa

Pompa merupakan salah satu pesawat atau peralatan yang digunakan untuk memindahkan fluida atau cairan dari suatu tempat ke tempat lain yang mempunyai tekanan atau perbedaan peletakan posisi tertentu, sehingga tidak memungkinkan fluida tersebut untuk mengalir secara alami. Selain itu, pompa juga bertugas memberikan tekanan tertentu terhadap fluida, untuk maksud-maksud tertentu dalam suatu proses.

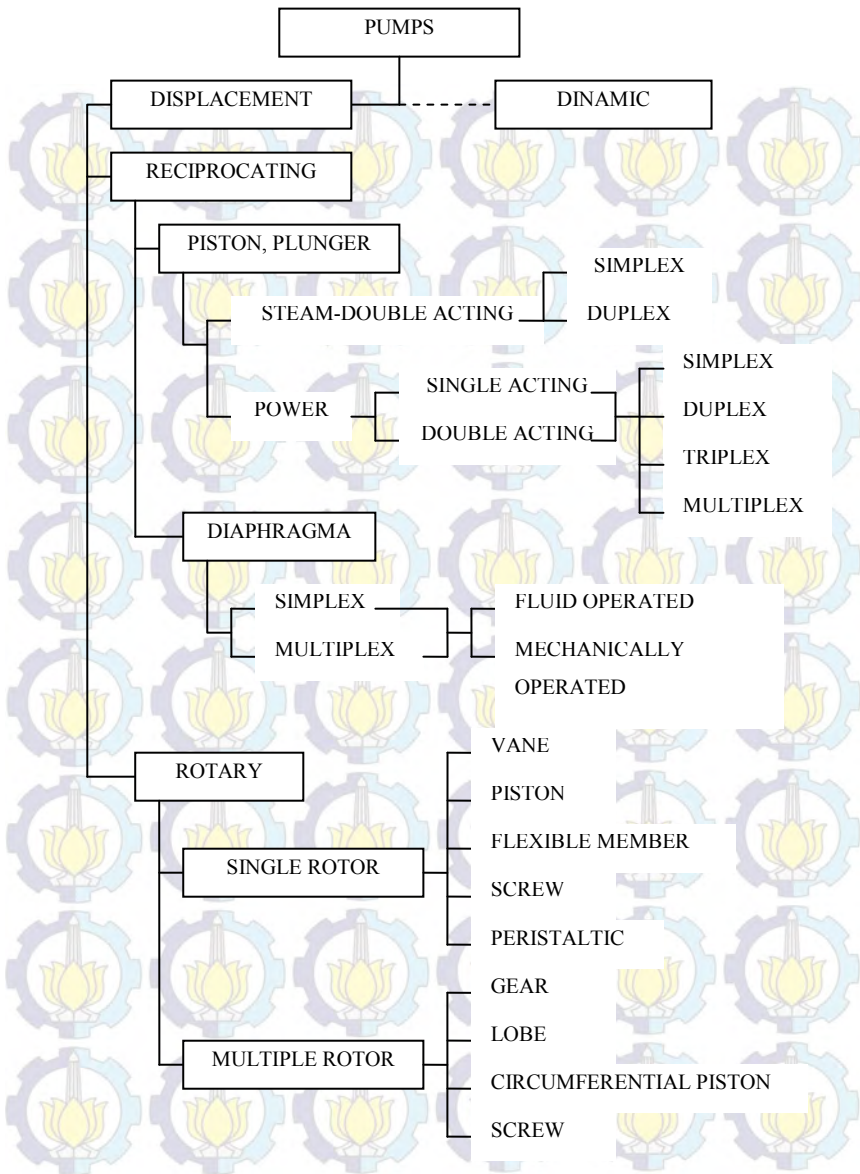
Dalam kerjanya, pompa menaikkan energi fluida atau cairan yang mengalir dari tempat bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan tinggi dan bersamaan dengan itu bisa mengatasi tekanan hidrolis sepanjang jalur perpipaan yang digunakan. Energi yang digunakan bisa dari motor listrik, motor bakar turbin uap, turbin gas maupun tenaga angin.

Dalam dunia industri, pompa merupakan sarana untuk mentransfer bahan mentah dan bahan setengah jadi. Ada juga pompa yang digunakan sebagai sarana sirkulasi fluida atau injeksi bahan adiktif untuk keperluan-keperluan proses produksi.

2.2.1 Klasifikasi Pompa

Berdasarkan cara pemindahan atau transfer fluidanya, pompa dapat diklasifikasikan menjadi dua kelompok besar yaitu :

1. Pompa *Positive Displacement* (*Positive Displacement Pump*)
2. Pompa *Dynamic* (*Non Positive Displacement Pump*)



Gambar 2.1 Klasifikasi pompa *positive displacement*

2.2.2 Pompa *Positive Displacement*

Pompa *Positive Displacement* adalah suatu pompa dimana perpindahan cairan selama proses kerjanya disertai perubahan volume ruang kerja pompa yang ditempati oleh cairan tersebut secara periodik akibatnya adanya satu elemen yang bergerak.

Pada saat elemen bergerak, baik dengan dorongan (translasi) maupun dengan gerak berputar, maka ruang kerja pompa akan berubah semakin kecil disertai dengan kenaikan tekanan yang mendorong cairan ketempat tertentu.

Cirri-ciri Pompa *Positive Displacement* adalah sebagai berikut:

1. *Head* yang dihasilkan relative lebih tinggi dengan debit atau kapasitas yang relatif lebih kecil.
2. Mampu beroperasi pada *suction* yang kering, sehingga tidak memerlukan proses *priming* pada awal operasi atau menjalankan pompa.

Berdasarkan gerakan elemen yang bergerak, pompa *positive displacement* ini dibedakan menjadi dua macam, yaitu Pompa *Reciprocating* (*Reciprocating Pump*) dan Pompa Rotari (*Rotary Pump*).

2.2.3 Pompa *Non Positive Displacement*

Pada pompa *non positive displacement*, perpindahan zat cair disebabkan oleh gaya sentrifugal yang dihasilkan oleh adanya gerakan dari sudu-sudu atau *impeller*. Pompa ini mempunyai prinsip kerja yaitu mengkonversi energi kinetik yang selanjutnya dirubah menjadi energi potensial.

Ciri-ciri pompa *non positive displacement* adalah sebagai berikut :

- a. *Head* yang dihasilkan relatif rendah dengan debit cairan yang lebih tinggi.
- b. Tidak mampu beroperasi pada *suction* yang kering. Oleh sebab itu pipa *suction* harus berisi air penuh sampai *impeller* pompa dengan cara di *priming*.

Yang termasuk dalam jenis pompa *non positive displacement* adalah pompa sentrifugal.

2.2.3.1 Pompa Sentrifugal

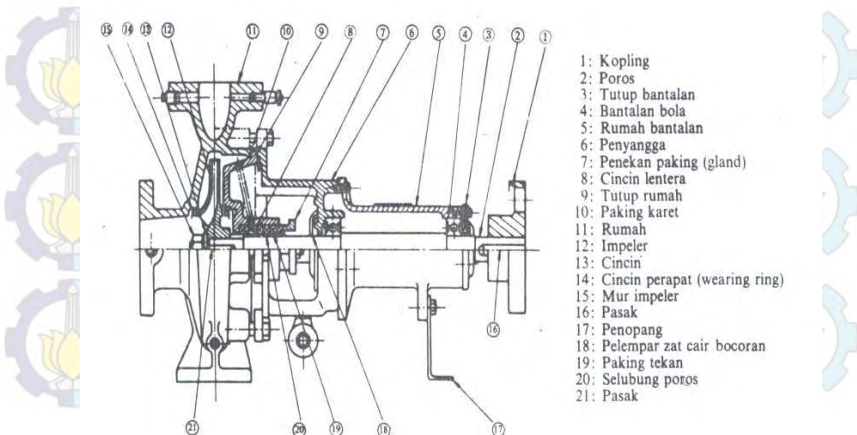
Pompa Sentrifugal adalah suatu pompa dengan piringan bersudu yang berputar untuk menaikkan momentum fluidanya. Prinsip kerjanya adalah dengan adanya putaran impeller, partikel-partikel fluida yang berada dalam *impeller* digerakkan dari *inlet suction* yang bertekanan vacuum ke *discharge* dengan tekanan atmosfer (atm). Gerakan ini menyebabkan tekanan yang ada dalam *inlet* terus menuju *casing* pompa selama fluida mengalir di dalam *impeller*. Partikel dipercepat dengan menaikkan tenaga kinetisnya. Energi kinetis ini dirubah menjadi energi potensial pada *casing*.

Berdasarkan arah alirannya, dibedakan menjadi tiga kelompok yaitu :

- a. Pompa aliran aksial (*Axial Flow*)
- b. Pompa aliran radial (*Radial Flow*)
- c. Pompa aliran gabungan (*Mixed Flow*)

2.2.3.1.1 Komponen Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal pada dasarnya terdiri dari satu *impeller* atau lebih dan dilengkapi dengan sudu-sudu yang dipasang pada satu poros yang berputar. *Impeller* tersebut diselubungi atau ditutupi dengan sebuah rumah (*casing*).



Gambar 2.2 Bagian pompa sentrifugal

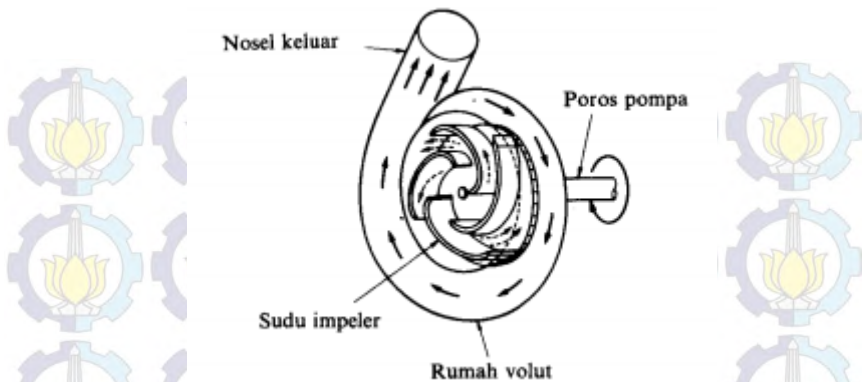
(Sumber : Sularso Tahara Haruo, Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan)

Pada umumnya, bagian pompa sentrifugal terdiri dari :

- *Impeller* : untuk mengubah energi mekanis dari pompa menjadi energi kecepatan pada cairan yang dipompakan secara kontinu, sehingga cairan pada sisi isap secara terus menerus akan masuk mengisi kekosongan akibat perbedaan tekanan antara *suction* dengan *discharge*, dan juga karena perpindahan dari cairan yang masuk sebelumnya.
- Casing, karena didalamnya terdapat rumah keong (*Volute Chamber*) yang merupakan tempat memberikan arah aliran dari *impeller* dan mengkonversikan energi kecepatan cairan menjadi energi dinamis (*single stage*).

2.2.3.1.2 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal

Pada Gambar 2.3, impeller digunakan untuk mengangkat atau melemparkan fluida atau zat cair dari *suction* menuju *discharge*. Daya dari motor diberikan kepada poros untuk memutar impeller yang ada di dalam *casing*. Fluida yang ada di dalam impeller akan terlempar ke atas akibat dari sudu yang berputar. Karena timbul gaya sentrifugal, maka zat cair mengalir dari tengah impeller ke luar melalui saluran diantara sudu-sudu. Disini *head* tekanan fluida akan menjadi lebih tinggi. Demikian pula *head* kecepatannya bertambah besar karena fluida mengalami percepatan. Fluida yang keluar dari impeller ditampung oleh saluran berbentuk *volute* di keliling impeller dan disalurkan ke luar pompa melalui nozel. Di dalam nozel ini sebagian *head* kecepatan aliran diubah menjadi *head* tekanan. Berikut ini adalah gambar yang menunjukkan aliran fluida yang melewati impeller dari pompa sentrifugal :



Gambar 2.3 Bagian aliran fluida di dalam pompa sentrifugal
(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*)

Kuntungan Pompa Sentrifugal dibandingkan pompa Reciprocating diantaranya adalah :

1. Karena tidak menggunakan mekanisme katup, pompa ini dapat digunakan untuk memompa fluida yang mengandung pasir atau Lumpur.
2. Aliran yang dihasilkan lebih kontinu (*continue*) bila dibandingkan dengan pompa reciprocating yang alirannya tersendat-sendat (*intermittent*).
3. Harga pembelian murah dan mudah perawatannya.
4. Karena tidak terjadi gesekan antara impeller dan casingnya sehingga keausannya lebih kecil.
5. Pengoperasiannya, pada putaran tinggi dapat dihubungkan langsung dengan motor penggeraknya.
6. Karena ukurannya relatif kecil, maka bobotnya ringan dan pondasinya kecil.

Kerugian Pompa Centrifugal dibandingkan Pompa Reciprocating adalah sebagai berikut.

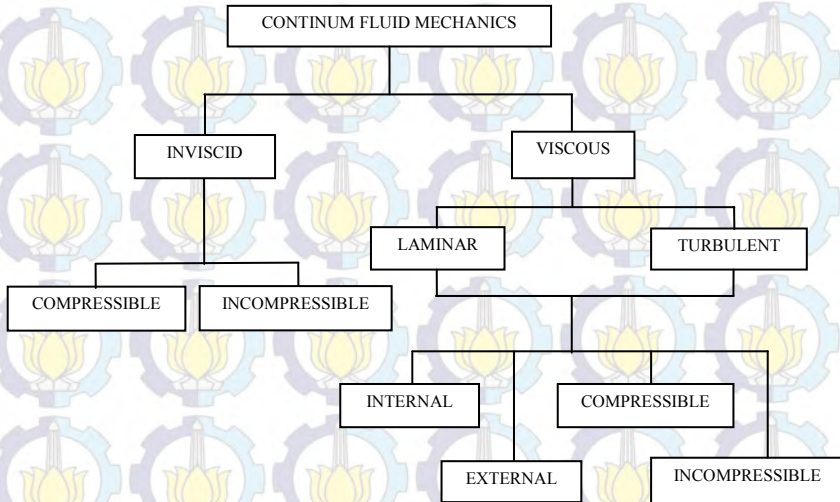
1. Untuk kapasitas kecil dan *head* yang besar, efisiensinya lebih kecil.

2. Agar pompa dapat bekerja lebih efisien, maka pompa harus bekerja pada titik kerjanya saja.
3. Untuk pompa dengan *head* yang tinggi dan kapasitas rendah sulit dibuat, terkecuali dibuat dengan tingkat yang lebih banyak (*multistage pump*)
4. memerlukan priming untuk menggerakkannya.

2.3 Jenis Aliran Fluida

Karena sulitnya menganalisa partikel cairan secara mikroskopis, maka dilakukan pendekatan secara makroskopis dengan anggapan sudah cukup memadai, ini berarti kita harus mengansumsikan *fluida* yang “*continum*”, sebagai konsekuensinya bahwa seluruh *properties fluida* merupakan suatu fungsi dari kedudukan dan waktu.

Dengan adanya *properties fluida* ini, maka unjuk kerja pompa juga akan berpengaruh. Karena ada variasi dari bentuk aliran yang dihasilkan. Keberadaan bentuk aliran ini sangat menentukan di dalam perencanaan instalasi pompa.



Gambar 2.4 Klasifikasi jenis fluida

2.3.1 Aliran *Viscous*

Aliran *viscous* adalah jenis aliran fluida yang memiliki kekentalan atau *viscous* ($\mu > 0$). Viskositas fluida sangat berpengaruh saat fluida mengalir di suatu plat datar ataupun pipa yang dapat menghasilkan tegangan geser di dinding saluran tersebut.

2.3.2 Aliran *Laminar* dan *Turbulen*

Aliran suatu *fluida* dibedakan menjadi dua tipe, yaitu aliran *laminar* dan aliran *turbulen*. Aliran dikatakan *laminar* bila partikel-partikel *fluida* yang bergerak secara teratur mengikuti lintasan yang sejajar pipa dan bergerak dengan kecepatan yang sama. Aliran ini terjadi bila kecepatan kecil dan kekentalan yang besar. Sedangkan aliran disebut *turbulen* bila tiap partikel *fluida* bergerak mengikuti lintasan sembarang di sepanjang pipa dan hanya gerakan rata-rata saja yang mengikuti sumbu pipa. Aliran ini terjadi apabila kecepatan besar dan kekentalan *fluida* yang kecil.

Kekentalan (*viskositas*) berpengaruh besar sehingga dapat meredam gangguan yang mengakibatkan aliran menjadi *turbulen*. Dengan berkurangnya kekentalan dan bertambahnya kecepatan aliran maka daya redam terhadap gangguan akan berkurang yang sampai pada batas tertentu akan menyebabkan terjadinya perubahan aliran dari *Laminar* menjadi *Turbulen*.

Koefisien gesekan untuk suatu pipa silindris merupakan *Bilangan Reynold (Re)*. Untuk menentukan tipe aliran apakah *laminar* atau *turbulen* dapat digunakan rumus di bawah ini :

$$Re = \frac{\bar{V} \cdot D}{\nu} \quad (2.1)$$

Dimana :

Re = bilangan *Reynold*

\bar{V} = kecepatan aliran *fluida* (m/s)

D = diameter dalam pipa (m)

ν = *viskositas kinematik* zat cair (m²/s)

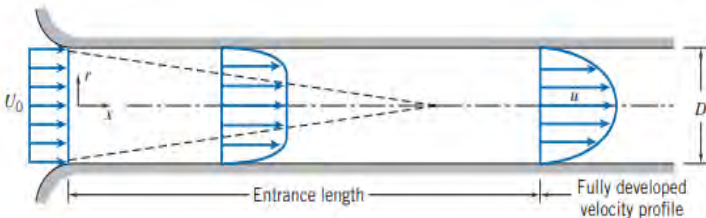
Bila : $Re \leq 2300$, aliran bersifat *laminar*
 $2300 \leq Re \leq 4000$, aliran bersifat *transisi*
 $Re \geq 4000$, aliran bersifat *turbulen*

Aliran *transisi* merupakan dimana aliran dapat bersifat *laminar* atau *turbulen* tergantung dari kondisi pipa dan aliran.

2.3.3 Aliran *Internal*

Aliran *internal* adalah aliran dimana *fluida* yang mengalir yang dibatasi oleh suatu batasan atau *boundary* berupa benda *solid*, seperti aliran yang berada di dalam pipa.

Aliran *external* adalah aliran yang tidak dibatasi oleh suatu permukaan zat lainnya atau aliran yang melintasi suatu permukaan benda seperti plat. Batasan kontrol volume yang biasanya digunakan adalah hingga *fluida* yang melewati suatu benda *solid* (padat).



Gambar 2.5 Profil kecepatan aliran memasuki pipa
(Sumber : Fox and McDonald, *Introduction to Fluid Mechanics*)

Aliran yang masuk pada pipa adalah aliran *uniform* dengan kecepatan U_0 . Karena aliran merupakan aliran *viscous*, maka pada dindingnya terjadi lapisan batas (*boundary layer*). Aliran *viscous* yang ada di dalam *boundary layer* tersebut pengaruh *viskositasnya* relatif besar, sehingga profil kecepatannya tidak *uniform* lagi seperti pada gambar 2.5.

Perubahan profil kecepatan dalam aliran ini memiliki batas tertentu. Apabila *boundary layer* tersebut bertemu pada satu titik, maka profil kecepatannya akan tetap. Aliran yang telah berkembang penuh ini dinamakan aliran *fully developed*. Jarak dari saat mula-mula aliran masuk sampai menjadi *fully developed*

disebut dengan *Extrance Length*. Kecepatan aliran rata-rata yang terjadi adalah :

\bar{V} ini tentunya harus bernilai sama dengan U_0 . Jadi, nilai $\bar{V} = U_0$ = konstan. Panjang *extrance length* (L) untuk aliran *laminar* merupakan fungsi bilangan *reynold* :

$$\frac{L}{D} \cong 0,06 \frac{\rho \bar{V} \cdot D}{\mu}$$

Dimana :

$\bar{V} = \frac{Q}{A}$ adalah kecepatan rata-rata.

- Karena laju aliran (*flow rate*)

$$Q = A\bar{V} = AU_0, \text{ dimana } \bar{V} = U_0$$

Untuk aliran *laminar* dalam pipa $Re < 2300$, maka *extrance length* (L) didapat:

$$L \cong 0,06 Re \cdot D \leq (0,06)(2300)D = 138D$$

(*Fox and McDonald, Introduction to Fluid Mechanics*)

Sedangkan untuk aliran *turbulen*, karena *boundary layer* muncul lebih cepat maka panjang *extrance length* akan menjadi lebih pendek yaitu ± 25 sampai 40 kali diameter pipa.

2.4 Persamaan Kontinuitas

Suatu sistem dapat didefinisikan sebagai kumpulan yang massanya tidak berubah, sehingga prinsip kekekalan massa dapat ditulis secara sederhana, sebagai berikut :

$$\left. \frac{dM}{dt} \right)_{system} = 0$$

Dimana laju perubahan massa terhadap waktu adalah 0. Umumnya massa *system* (M_{sys}) dapat dinyatakan sebagai berikut dengan pengintegralan meliputi seluruh volume sistem :

$$M_{sys} = \int_{M(sys)} dm = \int_{\forall(sys)} \rho.d\forall$$

Hubungan persamaan antara sistem dan *control volume* dapat dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut :

$$\left(\frac{dN}{dt} \right)_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \cdot \rho.d\forall + \int_{CS} \eta \cdot \rho \cdot \vec{V} \cdot dA$$

Dimana,

$$N_{system} = \int_{M(system)} \eta \cdot dm + \int_{\forall(system)} \eta \cdot \forall$$

Untuk sebuah persamaan *control volume* dari konservasi, maka dapat ditulis dengan $N=M$ dan $\eta = 1$. Sehingga bila disubstitusikan akan menjadi persamaan :

$$\left(\frac{\partial M}{\partial t} \right)_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho.d\forall + \int_{CS} \rho \cdot \vec{V} \cdot dA$$

Sehingga persamaan kontinuitas atau konversi massa, dapat ditulis sebagai berikut :

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho.d\forall + \int_{CS} \rho \cdot \vec{V} \cdot dA$$

Dengan asumsi :

- Aliran fluida adalah inkompresibel
- Aliran fluida kerjanya adalah steady state

Sehingga persamaan di atas menjadi :

$$0 = \cancel{\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho.d\forall} + \int_{CS} \rho \cdot \vec{V} \cdot dA$$

Menjadi,

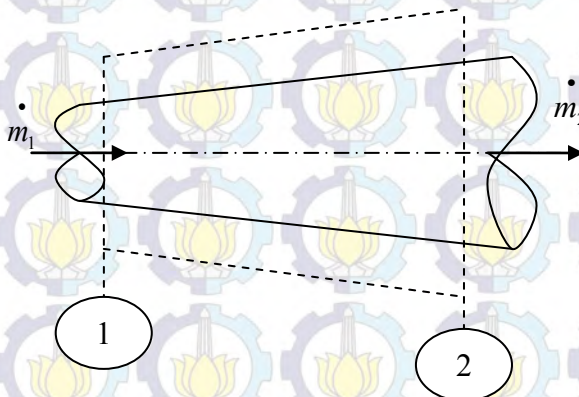
$$0 = \int_{CS} \rho \bar{V} \cdot dA$$

Dengan mengintegralkan persamaan di atas, maka di dapat persamaan kontinuitas sebagai berikut :

$$0 = -[\rho_1 \bar{V}_1 \cdot A_1] + [\rho_2 \bar{V}_2 \cdot A_2]$$

Atau

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.2)$$



Gambar 2.6 Aliran massa konstan (Kontinuitas)

Dimana :

ρ = density (kg/m³)

V = Kecepatan aliran fluida (m/s)

A = Luas penampang (m²)

2.5 Hukum Pertama Termodinamika

Hukum pertama termodinamika menyatakan tentang kekekalan energi (*conservation of energy*). Persamaannya sebagai berikut :

$$(\dot{Q} - \dot{W}) = \left[\frac{dE}{dt} \right]_{system} \quad (2.3)$$

Dimana energi total :

$$E_{system} = \int_{M(system)} e \cdot dm = \int_{\forall(system)} e \cdot \rho \cdot d\forall$$

Dengan nilai dari energi dalam adalah :

$$e = u + \frac{\bar{V}^2}{2} + g \cdot z$$

Dengan \dot{Q} bernilai positif bila panas yang diberikan ke sistem dan sekelilingnya, sedangkan \dot{W} bernilai positif bila kerja diberikan dari sistem ke sekelilingnya. Hubungan antara sistem dan kontrol volume adalah :

$$\left[\frac{dN}{dt} \right]_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \cdot \rho \cdot d\forall + \int_{CS} \eta \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.4)$$

$$\text{Dimana : } N_{system} = \int_{m(system)} \eta \cdot dm + \int_{\forall(system)} \eta \cdot \rho \cdot d\forall$$

Untuk menurunkan perumusan volume dari hukum pertama termodinamika $N = E$ dan $n = e$ sehingga diperoleh persamaan :

$$\left[\frac{dN}{dt} \right]_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot d\forall + \int_{CS} e \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Pada saat t_0 sistem berhimpit dengan kontrol volume sehingga,

$$(\dot{Q} - \dot{W})_{CS} = (\dot{Q} - \dot{W})_{CV}$$

Dari persamaan 2.3 Dan 2.4 Didapat :

$$(\dot{Q} - \dot{W}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot d\forall + \int_{CS} e \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.5)$$

Besarnya kerja pada volumeatur dibagi menjadi empat kelompok, yaitu :

$$\dot{W} = \dot{W}_s + \dot{W}_{normal} + \dot{W}_{shear} + \dot{W}_{other}$$

Maka hukum pertama termodinamika menjadi :

$$(\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{normal} - \dot{W}_{shear} - \dot{W}_{other}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot d\forall + \int_{CS} e \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.6)$$

Dimana:

\dot{W}_{shaft} = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh tegangan poros

\dot{W}_{normal} = kerja persatuan waktu yang ditimbulkan oleh tegangan normal

\dot{W}_{shear} = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh tegangan geser

\dot{W}_{other} = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh kelistrikan

2.6 Tinggi - Tekan (*Head*)

Head / tinggi tekan adalah ketinggian kolom *fluida* yang harus dicapai *fluida* untuk memperoleh jumlah energi yang sama dengan yang dikandung oleh satu satuan bobot *fluida* yang sama. *head* ini ada dalam tiga bentuk, yaitu :

2.1 Head Potensial

Didasarkan pada ketinggian *fluida* di atas bidang datar. Jadi suatu kolom *fluida* setinggi 1 meter mengandung jumlah energi yang disebabkan oleh posisinya dan dikatakan *fluida* tersebut memiliki *head* sebesar 2 meter kolom air (Z).

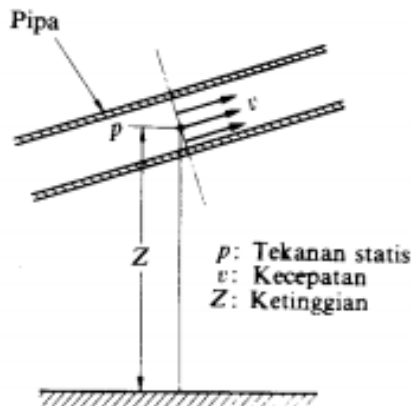
2.2 Head Kecepatan / Kinetik

Suatu ukuran energi kinetik yang dikandung satu satuan bobot *fluida* yang disebabkan oleh kecepatan dan dinyatakan dengan persamaan $\frac{v^2}{2.g}$.

2.3 Head Tekanan

Energi yang dikandung *fluida* akibat tekanannya yang dinyatakan dengan persamaan $\frac{P}{\gamma}$.

Energi mekanik total adalah energi *fluida* yang memiliki kemampuan untuk melakukan kerja. Ketinggian (Z) yang dimiliki aliran diukur dari bidang datar yang sudah ditentukan. Berikut ini adalah gambar yang memperjelas untuk tinggi tekan (*Head*) yang dimiliki aliran :

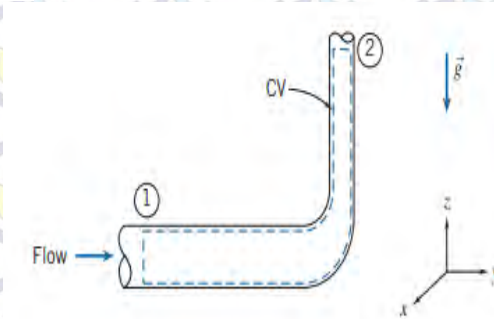


Gambar 2.7 Metode Mengukur Head

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan, Cetakan pertama)

2.7 Persamaan Bernoulli

Persamaan ini didapat dari penurunan persamaan Hukum Termodinamika I (Persamaan 2.6)



Gambar 2.8 Control Volume dan koordinat untuk analisis aliran energi yang melewati elbow 90°

(Sumber : Fox and McDonald, Introduction to Fluid Mechanics)

Untuk mengkaji energi yang hilang atau kerugian tinggi tekan yang terjadi pada aliran yang melalui pipa, digunakan persamaan energi, yaitu :

$$(\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{normal} - \dot{W}_{shear} - \dot{W}_{other}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{CS} (e + Pv) \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.7)$$

Dimana :

$$e = u + \frac{\bar{V}^2}{2} + g \cdot z$$

Dengan asumsi :

$$1. \quad \dot{W}_s = 0, \quad \dot{W}_{other} = 0$$

2. $\dot{W}_{shear} = 0$ (meskipun terdapat tegangan geser pada dinding-dinding belokan, tetapi kecepatan pada dinding adalah nol)
3. *Steady Flow* ($\forall = 0$)
4. *Incompressible*
5. Energi dalam dan tekanan pada tiap penampang *uniform*.

Dengan asumsi di atas, maka persamaan 2.7 menjadi :

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (u_2 - u_1) + \dot{m} \left(\frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + \dot{m} \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \left(\int_{A_2} \frac{\overline{V_2^2}}{2} \cdot \rho \cdot \overline{V_2} \cdot dA_2 - \int_{A_1} \frac{\overline{V_1^2}}{2} \cdot \rho \cdot \overline{V_1} \cdot dA_1 \right)$$

Karena aliran bersifat *viscous*, terlihat pada gambar bahwa kecepatan aliran pada penampang 1 dan 2 tidak *uniform*. Untuk menyelesaikannya, digunakan kecepatan rata-rata ke dalam persamaan energi. Untuk mengeliminasi tanda integral digunakan koefisien energi kinetik (α).

$$\dot{Q} - \dot{W}_{shaft} = \dot{m} \cdot (u_2 - u_1) + \dot{m} \left(\frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + \dot{m} \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \dot{m} \left(\alpha_2 \frac{\overline{V_2^2}}{2} - \alpha_1 \frac{\overline{V_1^2}}{2} \right) \quad (2.8)$$

Dimana

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = (u_2 - u_1) + \left(\frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + (g \cdot z_2 - g \cdot z_1) + \left(\alpha_2 \frac{\overline{V_2^2}}{2} - \alpha_1 \frac{\overline{V_1^2}}{2} \right)$$

dan, $u = h + P \cdot v$

$$(u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m} = H_{loss}$$

Maka persamaan 2.8 Menjadi :

$$\dot{Q} - \frac{\dot{W}}{\dot{m} \cdot g} = \left(\frac{P_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\overline{V_2^2}}{2} + g \cdot z_2 \right) - \left(\frac{P_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\overline{V_1^2}}{2} + g \cdot z_1 \right) = (u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m} \quad (2.9)$$

Dimana :

$(u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m}$ = kerugian energi dalam karena energi panas yang timbul disebabkan oleh gesekan *fluida* cair dengan dinding saluran (H_{loss}).

Bila persamaan 2.9 dikalikan dengan $\frac{1}{g}$ maka persamaan menjadi :

$$\left(\frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2.g} + z_2 \right) - \left(\frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2.g} + z_1 \right) = \text{Head} \quad (2.10)$$

Dengan asumsi aliran *uniform* pada tiap penampang, maka :

$$\alpha_2 = \alpha_1 = 0$$

Sehingga persamaan menjadi,

$$\text{Head} = \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + \left(\frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2.g} \right) + (z_2 - z_1) \quad (2.11)$$

Untuk laluan yang aktual, tinggi - tekan tidak selalu bernilai konstan. Hal ini dikarenakan oleh rugi-rugi *turbulensi* yang dapat ditulis sebagai berikut :

$$\text{Head} = \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}_1^2}{2.g} + z_1 \right) = \left(\frac{P_2}{\gamma} + \frac{\bar{V}_2^2}{2.g} + z_2 \right) + \sum H_{LT} \quad (2.12)$$

Dimana :

P_1 = tekanan pada kondisi awal (*suction*)

P_2 = tekanan pada kondisi akhir (*discharge*)

\bar{V}_1 = kecepatan pada kondisi awal (*suction*)

\bar{V}_2 = kecepatan pada kondisi akhir (*discharge*)

$\sum H_{LT}$ = jumlah *Head loss total*

Energi total yang diberi tanda H sama dengan ketinggian tinggi tekan , atau :

$$\left(\frac{P}{\gamma} + \frac{\bar{V}^2}{2.g} + z \right) = H$$

Karena energi tidak dapat muncul atau hilang begitu saja, H adalah konstan (dengan mengabaikan rugi-rugi). Persamaan ini disebut dengan persamaan *Bernoulli*.

2.8 *Head Effektiv Instalasi Pompa*

Merupakan besarnya *head* yang harus diatasi oleh pompa dari seluruh komponen yang ada, diantaranya adalah karena perbedaan tekanan, perbedaan kecepatan, perbedaan kerugian (kerugian mekanis, volumetris, dinamis dan kerugian listrik). Persamaan *head* instalasi sebagai berikut :

$$H_{eff} = \sum H_{st} + \sum H_{din}$$
$$H_{eff} = \left(\left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (H_d - H_s) \right) + \left(\left(\frac{\bar{V}_d^2 - \bar{V}_s^2}{2.g} \right) + \sum H_{LT} \right) \quad (2.13)$$

2.8.1 *Head Statis*

Adalah perbedaan tinggi permukaan fluida pada bagian hisap dengan bagian tekan. *Head statis* tidak dipengaruhi oleh debit, hanya pada perbedaan tekanan dan ketinggian.

$$\sum H_{st} = \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (H_d - H_s) \quad (2.14)$$

Dimana :

H_{st} = Head Statis total (m)

P_1 = tekanan pada kondisi *suction* (Pa)

P_2 = tekanan pada kondisi *discharge* (Pa)

γ = berat jenis *fluida* $\left(\frac{N}{m^3} \right)$

H_d = jarak / ketinggian sisi *discharge* (m)

H_s = jarak / ketinggian sisi *suction* (m)

➤ *Head statis* terdiri dari :

1. Head tekanan (Pressure Head)

Merupakan energi yang terdapat di dalam *fluida* akibat perbedaan tekanan antara *discharge reservoir* dan *suction reservoir*.

$$H_p = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \quad (2.15)$$

Dimana :

H_p = Head statis total (m)

P_1 = tekanan pada kondisi *suction* (Pa)

P_2 = tekanan pada kondisi *discharge* (Pa)

γ = berat jenis *fluida* $\left(\frac{N}{m^3} \right)$

2. Head ketinggian (Elevation Head)

Merupakan perbedaan ketinggian dari permukaan *fluida* pada sisi *discharge reservoir* dan *suction reservoir* dengan acuan garis sumbu tengah pompa.

$$H_z = H_d - H_s \quad (2.16)$$

Dimana :

H_z = Head elevasi (m)

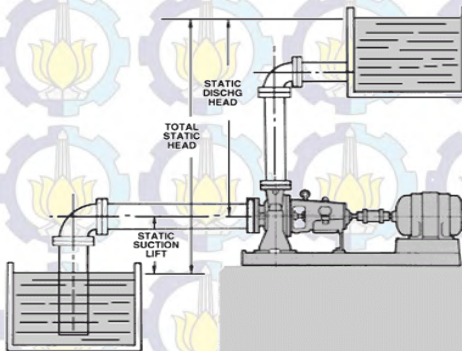
H_d = jarak / ketinggian sisi *discharge* (m)

H_s = jarak / ketinggian sisi *suction* (m)

✚ Terdapat dua macam ketinggian *head* instalasi , yaitu:

a. Suction Lift

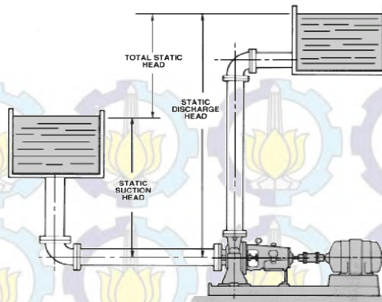
Suction lift adalah jarak vertikal dalam satuan *feet* atau *meter* dari permukaan *fluida* yang harus dipompakan terhadap garis sumbu tengah pompa. *Suction Lift* diperoleh mulai dari garis tengah sumbu pompa sampai permukaan sumber suplai (*suction tank*). Gambar 2.9 merupakan contoh instalasi *suction Lift*. Nilai ($H_d - H_s$) bernilai positif (+), karena permukaan zat cair pada sisi hisap lebih rendah dari sumbu tengah pompa.



Gambar 2.9 Instalasi *suction lift*

b. Suction Head

Suction head adalah jarak vertikal dalam satuan *feet* atau *meter* dari garis sumbu tengah pompa hingga ketinggian *fluida* yang dipompakan. *Suction head* diperoleh mulai dari permukaan sumber suplai (*suction tank*) yang berada di atas garis tengah sumbu pompa. Gambar 2.10 merupakan contoh instalasi *suction head*. Nilai ($H_d - H_s$) bernilai negatif (-) , karena permukaan zat cair pada sisi hisap lebih tinggi dari sumbu tengah pompa.



Gambar 2.10 Instalasi *Suction Head*

2.8.2 *Head Dinamis*

Head dinamis adalah *head* yang terdiri dari *velocity head* dan *head loss*. Untuk penjelasannya dapat dilihat pada persamaan di bawah ini :

$$\sum H_{din} = \left(\frac{\bar{V}_d^2 - \bar{V}_s^2}{2.g} \right) + \sum H_{LT} \quad (2.17)$$

Dimana :

$\sum H_{din}$ = *Head* dinamis (m)

$\sum H_{LT}$ = kerugian tinggi tekan (m)

\bar{V}_d = kecepatan aliran *discharge* (m/s)

\bar{V}_s = kecepatan aliran *suction* (m/s)

g = percepatan gravitasi (9,81 m/s²)

➤ *Head* dinamis terdiri dari :

1) ***Velocity Head***

adalah *head* yang disebabkan karena adanya perbedaan kecepatan yang keluar dari *suction reservoir* dan masuk ke dalam *discharge reservoir*. *Velocity head* ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$H_v = \frac{\bar{V}_d^2 - \bar{V}_s^2}{2.g} \quad (2.18)$$

Dimana :

\bar{V}_d = kecepatan aliran *discharge* (m/s)

\bar{V}_s = kecepatan aliran *suction* (m/s)

g = percepatan gravitasi (9,81 m/s²)

2) **Total Kerugian Tinggi-Tekan (*Head Loss Total*)**

Head Loss Total (total kerugian tinggi tekan) merupakan jumlah suatu kerugian yang dialami aliran *fluida* selama bersirkulasi dimana kerugian itu tergantung pada geometri penampang saluran dan parameter-parameter *fluida* serta aliran itu sendiri. Kerugian tinggi tekan (*Head loss*) dapat dibedakan atas, kerugian dalam pipa (*major losses*) dan kerugian pada perubahan geometri (*minor losses*). Untuk persamaan total kerugian tinggi tekan adalah :

$$\sum H_{LT} = H_l + \sum H_{lm} \quad (2.19)$$

$$\sum H_{LT} = \left(f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \right) + \left(K \cdot \frac{V^2}{2g} \right)$$

2.a) ***Head Loss Mayor***

Kerugian aliran *fluida* yang disebabkan oleh gesekan yang terjadi antara *fluida* dengan dinding pipa atau perubahan kecepatan yang dialami oleh aliran *fluida* (kerugian kecil).

Kerugian *head* akibat gesekan dapat dihitung dengan menggunakan salah satu dari rumus berikut :

Persamaan Darcy – Weisbach

$$H_l = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \quad (2.20)$$

Dimana :

H_i = kerugian *head* karena gesekan (m)

f = faktor gesekan

D = diameter pipa (m)

\bar{V} = kecepatan aliran dalam pipa (m/s)

g = gravitasi bumi ($9,81 \text{ m/s}^2$)

Untuk aliran *laminar*, faktor gesekan dapat dinyatakan dengan rumus :

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (2.21)$$

Untuk aliran *turbulen*, faktor gesekan dibedakan menjadi :

a. Untuk pipa halus, hubungan antara bilangan *reynold* dengan faktor gesekan :

$$\text{Blasius} : f = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}} \quad (2.22)$$

untuk $3000 \leq \text{Re} \leq 100000$

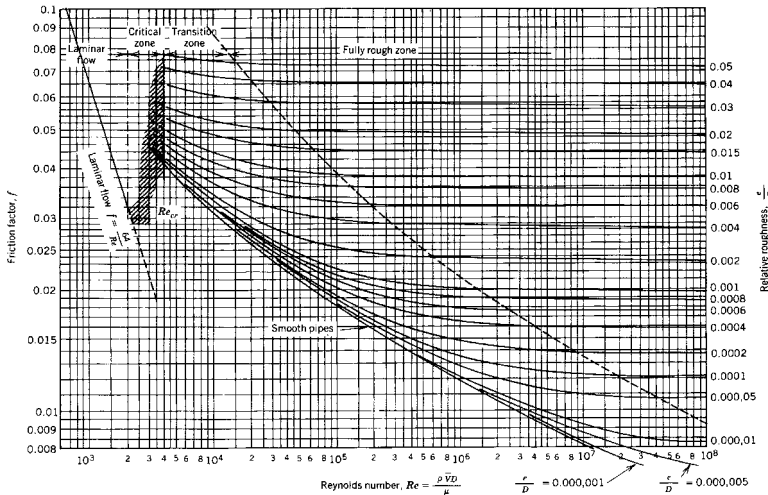
b. Untuk pipa kasar dan halus , hubungan antara bilangan *reynold* dengan faktor gesekan :

Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left(\frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (2.23)$$

Untuk menggunakan persamaan ini dilakukan dengan menggunakan iterasi yang membuat harga f dapat lebih akurat. Adapun cara lain untuk mempermudah mencari harga *friction factor* (f), dapat menggunakan *moody diagram* dengan fungsi *reynold number* (Re) dan e/d terhadap *friction factor* (f).

Persamaan *Colebrook-White* berlaku untuk seluruh kisaran aliran *non laminar* dalam *diagram moody*.



Gambar 2.11 Moody Diagram

2.b) **Head Loss Minor**

Selain kerugian *head loss mayor*, juga terdapat kerugian yang disebabkan karena kelengkungan pipa seperti belokan, siku, sambungan, katup dan sebagainya yang disebut dengan kerugian kecil (*Head Loss Minor*). Besarnya kerugian minor, yaitu :

$$\sum H_{lm} = K \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (2.24)$$

Dimana :

\bar{V} = kecepatan aliran dalam pipa (m/s)

g = gravitasi bumi ($9,81 \text{ m/s}^2$)

K = koefisien kerugian (minor losses) pipa

Dimana harga K dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$K = f \cdot \frac{L_e}{D} \quad (2.25)$$

a) **HeadLoss Minor pada Entrance**



Entrance

Gambar 2.12 Entrance

Mempunyai harga $K = 0,04$ pada pipa diameter 12 inch
(table minor losses coefficient pipe flow experts)

b) **HeadLoss Minor pada Ball valve**



Gambar 2.13 Ball valve

Mempunyai harga $K = 0,5$ pada pipa diameter 12 inch
(table minor losses coefficient pipe flow experts)

c) **HeadLoss Minor pada Gate Valve**



Gambar 2.14 Gate Valve

Mempunyai harga $K = 0,10$ pada pipa diameter 12 inch
(table minor losses coefficient pipe flow experts)

d) **HeadLoss Minor pada Flowmeter**



Gambar 2.15 Flowmeter

Mempunyai harga $K = 5$ pada pipa diameter 12 inch (table
minor losses coefficient pipe flow experts).

e) *HeadLoss Minor pada Elbow 90° long radius type*



Gambar 2.16 *Elbow 90°*

Mempunyai harga $K = 0,16$ pada pipa diameter 12 inch (*table minor losses coefficient pipe flow experts*).

f) *HeadLoss Minor pada Swing Check Valve*



Gambar 2.17. *Swing Check Valve*

Mempunyai harga $K = 2$ pada pipa diameter 4 inch (*table minor losses coefficient pipe flow experts*)

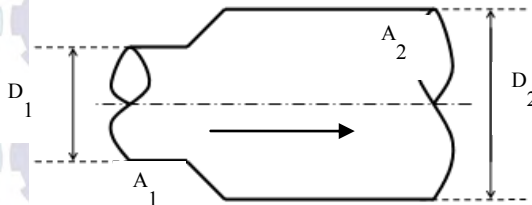
g) *HeadLoss Minor pada Strainer*



Gambar 2.18 *Strainer*

Mempunyai harga $K=1$ pada pipa diameter 8 inch (*table minor losses coefficient pipe flow experts*)

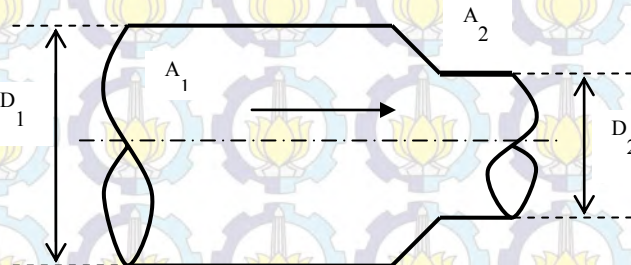
h) HeadLoss Minor pada Diffusor



Gambar 2.19 Diffusor

Mempunyai harga $K = 0,24$ pada pipa diameter 4 menuju 8 inch (*table minor losses coefficient pipe flow experts*)

i) HeadLoss Minor pada Reduser



Gambar 2.20 Reducer

Mempunyai harga $K = 0,38$ pada pipa diameter 12 menuju 8 inch (*table minor losses coefficient pipe flow experts*).

j) **HeadLoss Minor pada Mitre Bend 45⁰ elbow**



Gambar 2.21 Mitre Bend 45⁰ elbow

Mempunyai harga $K = 0,21$ pada pipa diameter 8 inch (*table minor losses coefficient pipe flow experts*).

2.9 Net Positive Suction Head (NPSH)

Net Positive Suction Head (NPSH) merupakan ukuran dari head suction terendah yang memungkinkan bagi cairan untuk tidak mengalami kavitasi. NPSH ini dipakai sebagai ukuran keamanan pompa terhadap terjadinya kavitasi.

2.9.1 Net Positive Suction Head Available (NPSH_A)

NPSH_A merupakan NPSH yang tersedia pada instalasi pompa yang besarnya dapat ditulis :

$$NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - \sum H_{l_s}$$

dimana :

NPSH_A = yang tersedia pada instalasi (m kolom minyak)

$\frac{P_a}{\gamma}$ = tekanan absolut diatas permukaan cairan pada suction reservoir (m kolom minyak)

$\frac{P_v}{\gamma}$ = tekanan uap cairan yang dipompa pada temperature

pemompaan (m kolom minyak)

h_s = Head hisap statis (m kolom minyak)

$\sum H_{ls}$ = Head loss pada pipa hisap (m kolom minyak)

2.9.2 Net Positive Suction Head Required (NPSH_R)

NPSH_R adalah NPSH yang diisyaratkan pompa yang bersangkutan supaya bisa bekerja. NPSH_R ini ditentukan oleh pabrik pembuat pompa tersebut yang besarnya tergantung dari banyak faktor, antara lain : desain impellernya, kecepatan putaran, sifat fluida yang dipompa. Agar pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitasi, maka harus dipenuhi persyaratan sebagai berikut :

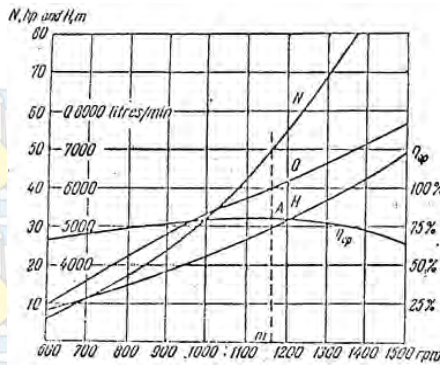
$$\text{NPSH}_A > \text{NPSH}_R$$

2.10 Kurva Karakteristik Pompa

Karakteristik pompa adalah kurva yang menghubungkan suatu performa dengan performa yang lainnya saat beroperasi. Performa pompa yaitu *head* (*H*), kapasitas(*Q*), daya pompa dan efisiensi (η). Secara umum karakteristik pompa sentrifugal terbagi menjadi 3, yaitu :

2.10.1 Karakteristik Utama

Adalah kurva karakteristik yang menunjukkan hubungan *head* dan kapasitas dengan perubahan putaran-putaran pompa yang dapat menyebabkan perubahan kecepatan impeller. Di bawah ini adalah grafik karakteristik utama :

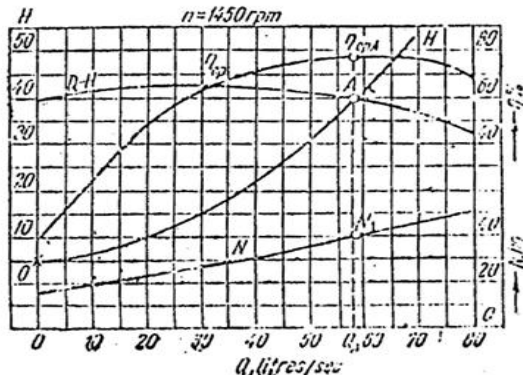


Gambar 2.22 Karakteristik Utama

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*, Cetakan pertama)

2.10.2 Karakteristik Kerja

Adalah kurva karakteristik yang diplot berdasarkan kecepatan impeler (putaran pompa) yang konstan. Kurva ini divariasikan harga kapasitasnya dengan membuka/menutup valve-valve yang ada agar bisa mendapatkan titik kerja yang optimal dengan kurva kapasitas (Q) fungsi head.

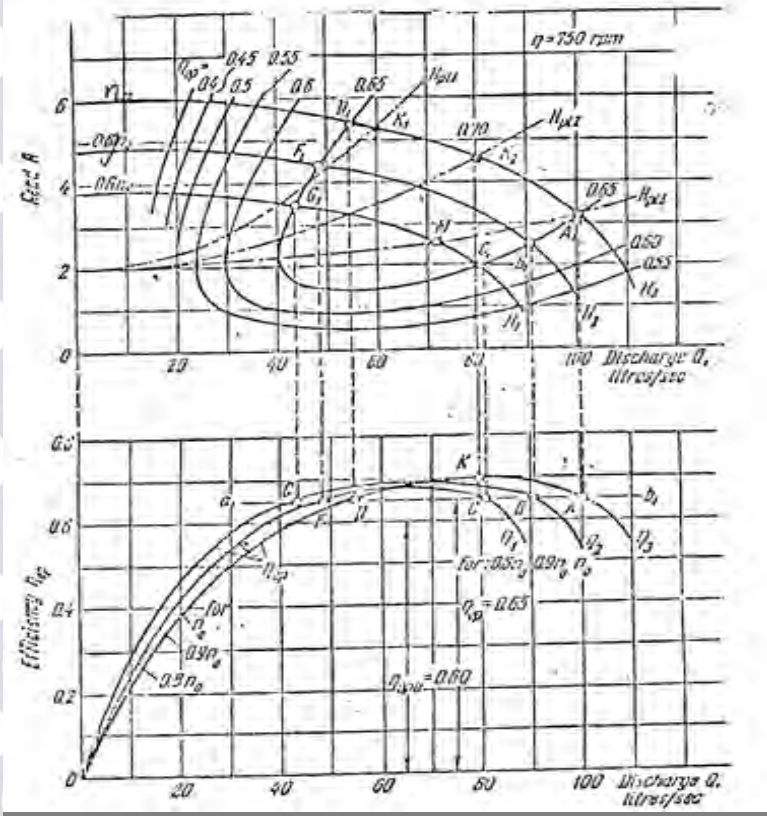


Gambar 2.23 Karakteristik Kerja

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*, Cetakan pertama)

2.10.3 Karakteristik *Universal*

Adalah kurva yang merupakan gabungan dari karakteristik utama dan karakteristik kerja. Kurva ini digunakan untuk menentukan parameter-parameter pompa untuk berbagai kondisi operasi.

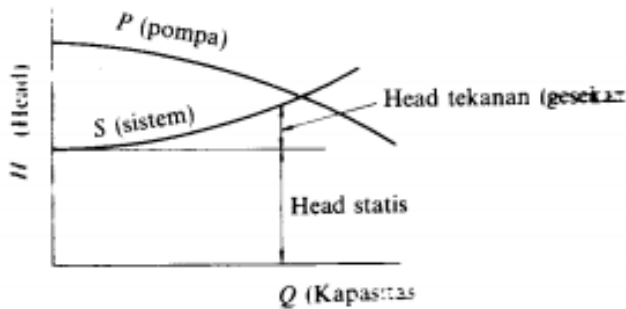


Gambar 2.24 Karakteristik Universal

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan, Cetakan pertama)

2.10.4 Titik Operasi Pompa

Titik operasi pompa adalah titik dimana menunjukkan kapasitas aliran pada *head* tertentu yang bekerja dengan performa yang baik. Titik operasi pompa ini ditentukan oleh perpotongan kurva sistem dengan kurva pompa yang ditunjukkan seperti pada gambar 2.29 .



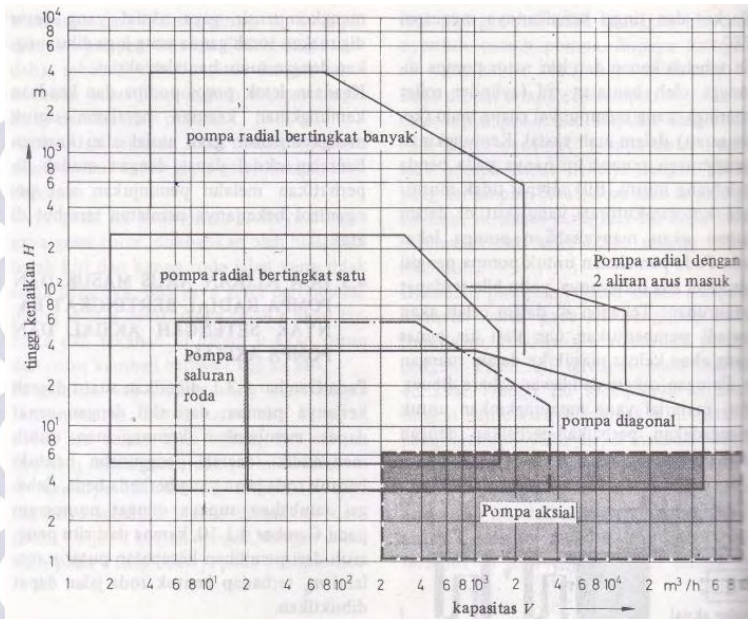
Gambar 2.25 Titik operasi pompa

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*, Cetakan pertama)

Titik operasional pompa harus sedapat mungkin dijaga agar selalu berada pada area efisiensi pompa tertinggi. Terutama bila pengoperasian pompa digunakan pada sistem yang memerlukan variasi *head* dan besar aliran fluida yang akan menggeser kurva sistem.

2.11 Pemilihan Pompa Berdasarkan Perhitungan Head dan Kapasitas

Dalam beberapa hal, untuk kapasitas dan *head* efektif pompa yang diperlukan, terdapat lebih dari satu jenis pompa yang dapat dipilih. Untuk itu dapat dilihat diagram yang ada di bawah ini :



Gambar 2.26 Daerah Kerja Beberapa Jenis Konstruksi Pompa

Untuk menentukan pompa sentrifugal yang tepat yang digunakan pada sebuah sistem, maka kurva karakteristik pompa dan kurva karakteristik sistem digabungkan. Titik pertemuan antara kedua kurva tersebut merupakan titik operasional. Titik operasional paling optimal adalah jika titik pertemuan antara kedua kurva tersebut berada pada area *BEP* (*Best Efficiency Point*).

2.12 Daya Penggerak

2.12.1 Daya Pompa / Daya Fluida (WHP)

Daya fluida adalah energi yang diterima oleh fluida dari pompa dengan menghasilkan perubahan energi tekanan dan nantinya akan dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$WHP = \gamma \times Q_{act} \times H$$

Dimana :

WHP = Daya Pompa (watt)

γ = Berat spesifik fluida (N/m³)

Q_{act} = Kapasitas Aktual Pompa (m³/s)





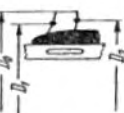
H = Head pompa (m)

2.12.2 Penentuan Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller

Dengan putaran pompa yang sudah diketahui dari penggerak motornya, sehingga dapat ditentukan putaran spesifiknya dengan menggunakan persamaan : (Ref.Sularso, HT.Pompa dan Kompresor)

$$n_s = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Dengan mengetahui putaran spesifik ini, dapat diketahui jenis pompa dan bentuk impeller seperti pada tabel di bawah ini :

Centrifugal pumps			Mixed-flow impeller	Axial-flow impeller
Low-speed impeller	Moderate-speed impeller	High-speed impeller		
				
$n_{sf} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2.5$	$n_{sf} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_{sf} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8-1.4$	$n_{sf} = 300-600$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2-1.1$	$n_{sf} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0.8$

Gambar 2.27 Putaran spesifik dan bentuk impeller

2.1.2 Daya Poros (P_{shaft})

Daya poros adalah daya yang diperlukan untuk menggerakkan sebuah pompa. Hal ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p}$$

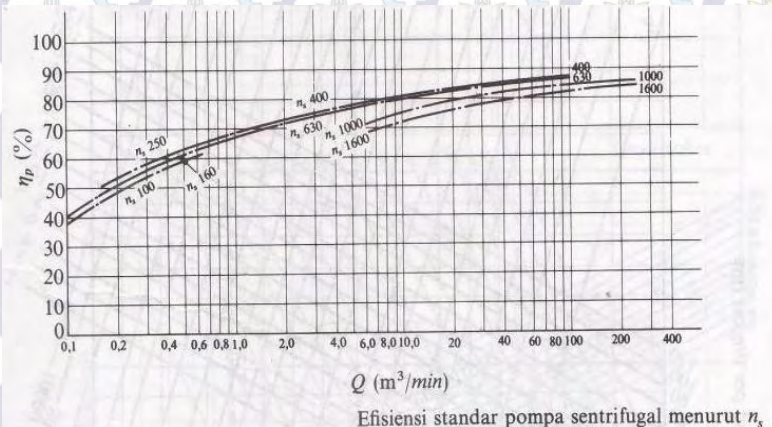
Dimana :

P_{shaft} = Daya Poros (Watt)

WHP = Daya Pompa / Daya Air (Watt)

η_p = Efisiensi Pompa (desimal)

Harga-harga standar efisiensi pompa (η_p) diberikan dalam gambar di bawah ini. Efisiensi pompa untuk pompa-pompa jenis khusus harus diperoleh dari pabrik pembuatnya.



Gambar 2.28 Efisiensi Standar Pompa

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan)

2.13 Daya Nominal Penggerak Mula

Daya nominal dari penggerak mula yang dipakai untuk menggerakkan pompa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan : (Ref.Sularso, HT.Pompa dan Kompresor)

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t}$$

Dimana :

P_m : Daya Nominal Penggerak Mula (KW)

α : Faktor Cadangan (KW)

η_t : Efisiensi Transmisi

Faktor cadangan dan efisiensi transmisi dapat dicari dengan melihat pada tabel di bawah ini :

Tabel 2.1 Faktor Cadangan

Jenis Penggerak Mula	α
Motor Induksi	0,1-0,2
Motor Bakar Kecil	0,15-0,25
Motor Bakar Besar	0,1-0,2

Tabel 2.2 Efisiensi Transmisi

Jenis Transmisi		η_t
Sabuk Rata		0,9-0,93
Sabuk – V		0,95
Roda Gigi	Roda gigi lurus satu tingkat	0,92-0,95
	Roda gigi miring satu tingkat	0,95-0,98
	Roda gigi kerucut satu tingkat	0,92-0,96
	Roda gigi planiter satu tingkat	0,95-0,98
Kopling Hidrolik		0,95-0,97

2.14 Sistem Perpipaan

Pipa merupakan saluran fluida yang menghubungkan suatu tempat ke tempat yang lain. Pada setiap instalasi pemipaan, pipa mempunyai fungsi dan sistem yang berlainan dan berkaitan langsung dengan sifat-sifat fisik dari fluida yang mengalir seperti tekanan, temperatur dan juga kecepatan aliran. Oleh karena itu, material yang dipakai bermacam-macam sesuai dengan karakteristiknya.

2.14.1 Material Pipa

Material pipa yang digunakan dalam suatu perencanaan sangat menentukan panjang pendeknya umur pemakaian pipa

tersebut. Beberapa macam pipa yang dipakai adalah sebagai berikut :

a. Stainless Steel Pipe

Jenis pipa stainless steel sangat luas penggunaannya. Hal ini disebabkan material ini mempunyai sifat ketahanan terhadap korosi yang tinggi. Sifat tahan korosinya diperoleh dari lapisan oksida (terutama chrom) yang sangat stabil yang melekat pada permukaan dan melindungi baja terhadap lingkungan yang korosif. Salah satu penggunaan stainless steel terdapat pada penggunaan pipa yang berfungsi untuk mengalirkan air bersih.

b. Cast Iron Pipe

Jenis pipa ini dipakai sebagai pipa air, pipa uap dan pipa gas dengan tekanan dibawah 250 psi dan temperatur tidak melebihi 450° C. Sifat mekanis pipa ini kuat tetapi rapuh pada temperatur rendah dan memiliki ketahanan terhadap korosi.

c. Carbon Steel Pipe

Jenis pipa ini dipakai sebagai pipa air dan mampu bertahan sampai temperatur 850° C. Relatif lebih ringan, kuat dan dapat disambung dengan pengelasan.

d. Alloy Steel Pipe

Jenis pipa ini dipakai dalam industri karena relatif lebih ringan, kuat dan dapat dilas. Akan tetapi kurang tahan terhadap korosi serta biasanya dapat dibuat tanpa sambungan.

Dalam analisa dan keadaan dilapangan, sistem perpipaan pompa booster pada Central Processing Area(CPA) JOB P-PEJ Tuban menggunakan bahan *Carbon Steel Pipe schedule 40s* karena fluidanya merupakan *crude oil* (minyak mentah) yang mempunyai temperatur kerja 130°F.

2.14.2 Kode dan Standar Pipa

Kode dan standar merupakan suatu acuan teknis dalam perencanaan yang diterbitkan oleh suatu instansi / lembaga internasional dan digunakan secara internasional pula.

Untuk sistem perpipaan, kode dan standar Internasional yang digunakan antara lain adalah :

- o ANSI (American National Standard Institution)

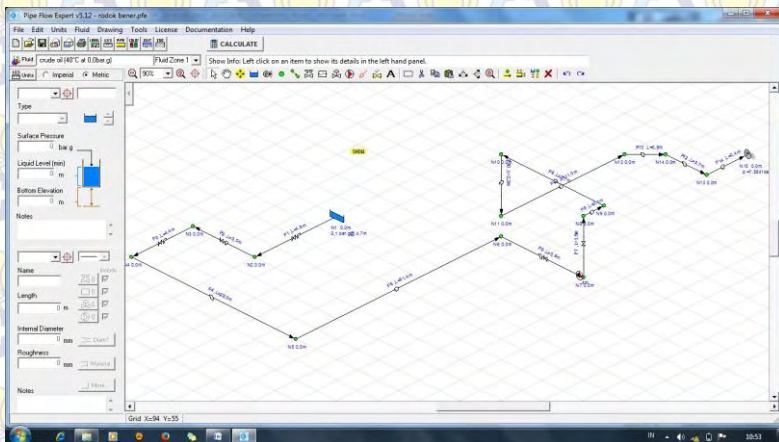
- API (American Petroleum Institution)
- ASME (American Society of Mechanical Engineering)
- ASTM (American Society for Testing and Material) JIS (Japanesse Industrial Standard)
- MSS (Manufacturers Standardization Society)
- JIS (Japanese Industrial Standard)

Untuk kode dan standar yang nasional adalah:

- SNI (Standar Nasional Indonesia)

2.15 *Software Pipe Flow Expert*

Pipe Flow Expert merupakan program perangkat lunak (*software*) yang digunakan untuk desain perpipaian dan pemodelan sistem pipa. *Software* ini dapat digunakan untuk menghitung aliran *fluida* dalam jaringan pipa terbuka maupun tertutup dengan suatu kapasitas *reservoir* ganda, beberapa pompa yang dihubungkan secara seri dan paralel serta beberapa ukuran dan *fitting* suatu pipa. *Pipe flow expert* ini akan menghitung laju aliran di setiap pipa dan akan menghitung penurunan tekanan pipa seluruh sistem. Pada gambar 2.29 menunjukkan penampang salah satu instalasi pada *software pipe flow expert*.



Gambar 2.29 Instalasi pada *Pipe Flow Expert*



BAB III METODOLOGI

Adapun data tugas akhir ini dilaksanakan pada *Central Processsing Area* (CPA) di Pertamina – Petrochina, Tuban. Untuk mendapatkan pengetahuan serta pemahaman yang lebih jelas di lapangan tentang instalasi pompa *booster* yang digunakan untuk menyalurkan *crude oil* dari tangki penampungan ke FSO Cinta Natomas, maka dilakukan studi literatur dan pengamatan langsung.

3.1 Data-Data Hasil Survey

Setelah dilakukan survey lapangan di JOB P-PEJ pada *Central Processing Area* (CPA) mengenai instalasi perpipaan pompa *booster*. Proses pengambilan data pada sistem perpipaan pompa *booster* dilakukan dengan menggunakan peralatan dan alat ukur yang tersedia maupun peralatan sendiri yang nantinya digunakan untuk proses analisa dan perhitungan lebih lanjut. Adapun data-data yang diperoleh sebagai berikut :

3.1.1 Data Pompa

Jenis pompa	: <i>GOULD PUMP</i>
Model	: Centrifugal Pump
Kapasitas	: 880 GPM
Tekanan Discharge	: 50 psig
Voltage	: 460 V
Frekwensi	: 60 Hz
Daya motor	: 100 HP

3.1.2 Data Fluida

Fluida kerja	: <i>Crude oil</i> (minyak mentah)
Temperatur kerja	: 130 °F (54,4°C)
<i>API gravity</i> at 130°F	: 40
<i>Spesific Gravity</i> (SG)	: 0,82
<i>Density crude oil</i> (ρ)	: 808,7168 kg/m ³
<i>Viscositas absolut</i> (μ)	: 2cP (2 x 10 ⁻³ N.s/m ²)
<i>Viscositas kinematik</i> (ν)	: 2,47 x 10 ⁻⁶ m ² /s

Vapor pressure (P_v) : 103 kPa

3.1.3 Data Pipa

Diameter pipa pada kondisi di lapangan:

- Diameter pipa *section* A-B : 12 inch
- Diameter pipa *section* B-C : 8 inch
- Diameter pipa *section* C-D : 4 inch
- Diameter pipa *section* D-E : 8 inch

Panjang pipa pada kondisi di lapangan:

- Panjang pipa *section* A-B : 89,61 m
- Panjang pipa *section* B-C : 3,65 m
- Panjang pipa *section* C-D : 9,68 m
- Panjang pipasection D-E : 15,78 m

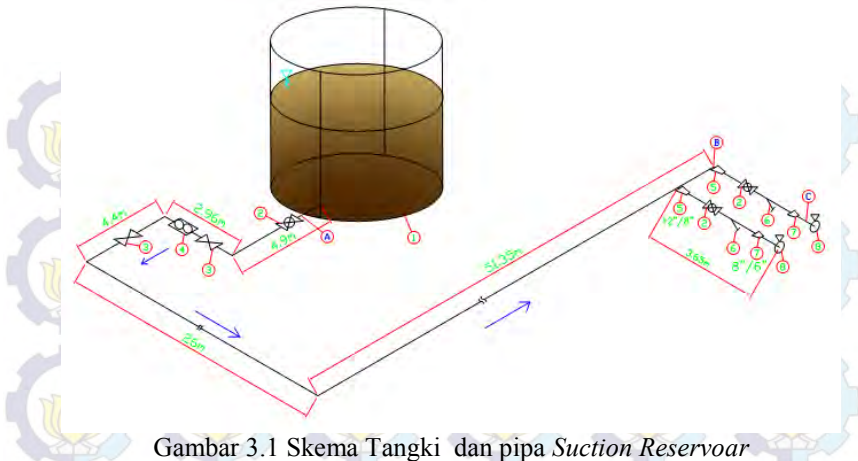
Bahan pipa kondisi di lapangan: *Carbon Steel Pipeschedule 40s*

Adapun fitting pada sistem perpipaan *shipping pump* dan nilai hambatan berdasarkan *pipe flow expert* ditunjukkan pada tabel 3.1:

Tabel 3.1 *Fitting dan nilai K pada pipa kondisi eksisting*

Nama <i>Fitting</i>	NPS (inch)	K	Jumlah
<i>Entrance</i>	12	0,50	1
<i>Ball Valve</i>	12	0,04	1
<i>Gate Valve</i>	12	0,10	2
<i>Flow Meter</i>	12	5	1
<i>Concentric Reducer</i>	12 to 8	0,38	1
<i>Ball Valve</i>	8	0,04	1
<i>Strainer</i>	8	1	2
<i>Eccentric Reducer</i>	8 to 6	0,09	1
<i>Check Valve</i>	4	2	1
<i>Gate Valve</i>	4	0,14	1
<i>Concentric Defuser</i>	4 to 8	0,24	1
<i>Eccentric Reducer</i>	8 to 4	1,60	1
<i>Elbow 90° pipe bends</i>	12	0,16	4
<i>Elbow 90° pipe bends</i>	8	0,17	3
<i>Elbow 90° pipe bends</i>	4	0,20	4
<i>Elbow 45° mitre bends</i>	8	0,21	1

3.1.4 Data Eksisting *Suction Pipeline*

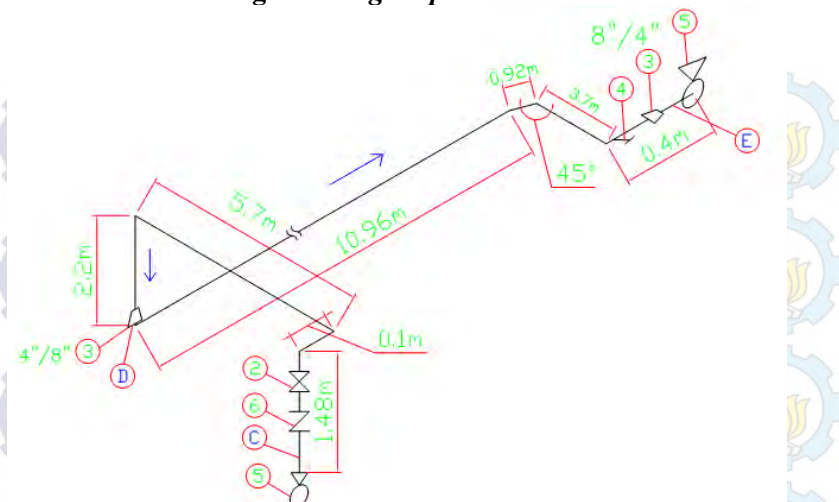


Gambar 3.1 Skema Tangki dan pipa *Suction Reservoir*

Keterangan:

Tinggi tangki	: 10,3 m
Diameter tangki	: 24,8 m
Tinggi minimum volume <i>crude oil</i>	: 4,683 m
Panjang pipa section A-B	: 89,61 m
Diameter pipa section A-B	: 12 inch
Panjang pipa section B-C	: 3,65 m
Diameter pipa section B-C	: 8 inch
Tekanan	: 1,7 psig

3.1.5 Data Eksisting *Discharge Pipeline*



Gambar 3.2 Skema Pipa *Discharge Reservoir*

Keterangan :

Panjang pipa section C-D	: 9,68 m
Diameter pipa section C-D	: 4 inch
Panjang pipa section D-E	: 15,78 m
Diameter pipa section D-E	: 8 inch
Tekanan pada <i>suction shipping pump</i>	: 110 psig

Adapun langkah dan prosedur penyusunan tugas akhir ini secara berurutan dapat dijelaskan sebagai berikut :

3.2 Studi Literatur

- Penentuan tema awal Tugas Akhir mengenai “Perencanaan Ulang Instalasi Pompa Booster dan Perpipaan Penyalur *crude oil*” di JOB P-PEJ Tuban pada *Central Processing Area (CPA)*.
- Pengajuan tema dan permohonan persetujuan kepada dosen pembimbing Tugas Akhir.
- Memenuhi prosedur pengambilan data yang telah ditetapkan oleh perusahaan.

3.3 Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan berdasarkan pada data-data yang diperlukan dalam analisa perencanaan instalasi. Kegiatan di atas meliputi :

a. Studi Literatur

Dalam studi literatur ini dipelajari dari buku-buku yang menjadi referensi dalam perencanaan instalasi pompa, baik yang ada di perusahaan ataupun literatur dari mata kuliah yang berhubungan dengan tujuan pengambilan Tugas Akhir ini.

b. Studi Lapangan

Kegiatan ini dimaksudkan untuk mengetahui kondisi riil instalasi serta jenis peralatan yang dipergunakan. Dengan didampingi pembimbing lapangan, diharapkan ada komunikasi dua arah yang dapat memberikan gambaran secara jelas data-data yang kita perlukan untuk melakukan analisa perhitungan.

3.4 Menentukan Batas Kecepatan Fluida

Untuk kecepatan aliran yang diijinkan pada pompa sentrifugal dengan fluida kerja *crude oil* ditunjukkan pada tabel dibawah ini (Sumber: Francis S, *Oilfield Processing of petroleum : Crude Oil*).

Tabel 3.2 Typical pump line velocities

Pump Type	V suction	V discharge
	(ft/s)	(ft/s)
Reciprocating		
< 250 rpm	2	6
250-330 rpm	1,5	4,5
>330 rpm	1	3
Centrifugal	2 - 3	6 - 9

Perhitungan konversi kecepatan yang diijinkan :

$$\bar{V}_{suction\ min} = 2 \frac{ft}{s} \times \frac{0,3048\ m}{ft} = 0,61 \frac{m}{s}$$

$$\bar{V}_{suction\ max} = 3 \frac{ft}{s} \times \frac{0,3048\ m}{ft} = 0,91 \frac{m}{s}$$

$$\bar{V}_{discharge\ min} = 6 \frac{ft}{s} \times \frac{0,3048\ m}{ft} = 1,83 \frac{m}{s}$$

$$\bar{V}_{discharge\ max} = 9 \frac{ft}{s} \times \frac{0,3048\ m}{ft} = 2,74 \frac{m}{s}$$

Dengan menggunakan dasar kecepatan aliran fluida untuk *centrifugal pump discharge* maksimal yaitu 2,74 m/s dan minimalnya 1,83 m/s, sedangkan *centrifugal pump suction* maksimal yaitu 0,91 m/s dan minimalnya 0,61 m/s (Francis S, *Oilfield Processing of petroleum: Crude Oil*).

3.5 Perencanaan Gambar

Setelah dilakukan pemilihan pompa dan penambahan *fitting*, maka proses selanjutnya adalah membuat rancangan gambar yang baru pada sistem *shipping pump* pada *Central Processing Area* (CPA). Untuk lebih jelasnya, gambar perencanaan yang baru pada tugas akhir ini dicantumkan pada lampiran.

3.7 Perhitungan

Dalam menyelesaikan pengerjaan laporan tugas akhir ini, dilakukan perhitungan-perhitungan diantaranya perhitungan kapasitas (Q), kecepatan aliran (\bar{v}) pada masing-masing instalasi pipa, head instalasi pompa (*Headloss mayor* (H) dan *Headloss minor* (H_{lm})), *Net Positive Suction Head Available* (NPSH_A), putaran spesifik pompa (n_s) serta daya pompa yang dibutuhkan dengan menggunakan data yang diperoleh dari perusahaan. Perhitungan pada tugas akhir ini dilakukan dengan dua metode yaitu dengan perhitungan manual dan perhitungan menggunakan software *pipe flow expert* untuk dianalisa perbandingannya.

3.8 Pemilihan Pompa

Pemilihan pompa dilakukan setelah mendapatkan hasil perhitungan kapasitas(Q), kecepatan aliran(\tilde{v}), head efektif instalasi(H_{eff}), daya pompa dan efisiensi(η).

3.9 Kesimpulan

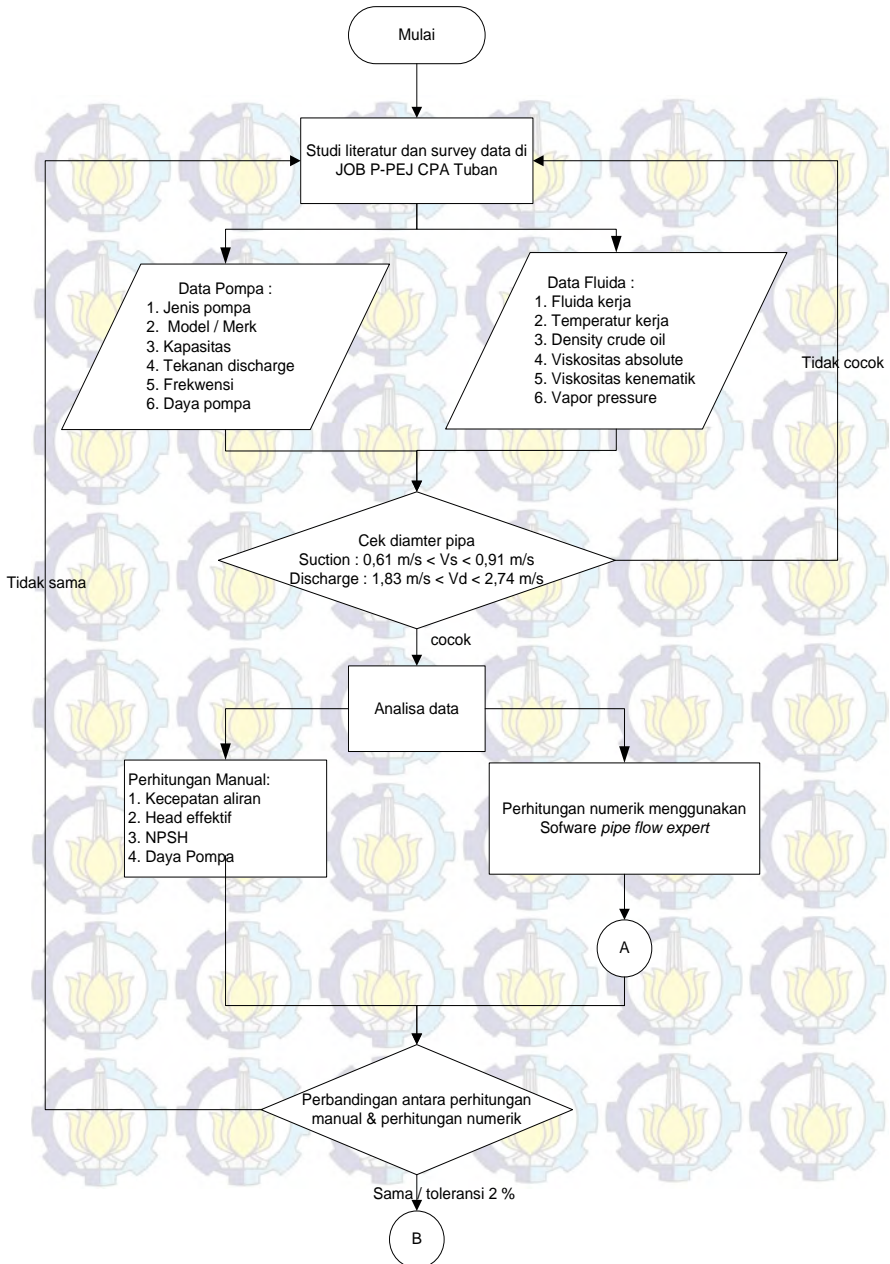
Pada bab ini berisi tentang kesimpulan dari perhitungan.

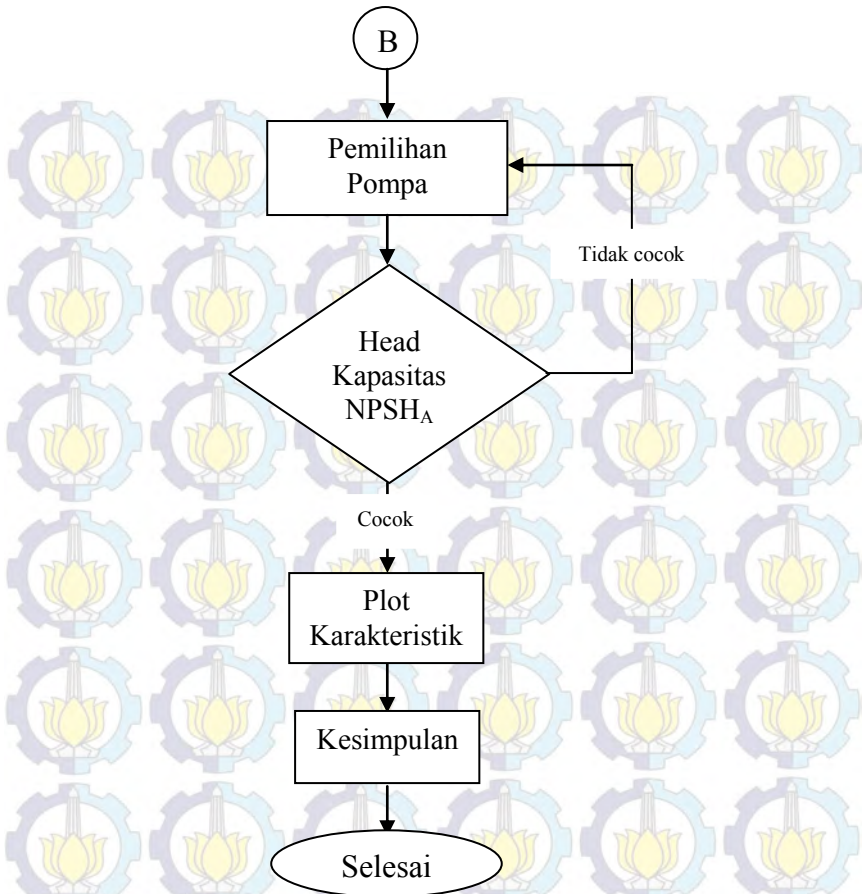
Catatan : data-data lain yang tidak diketahui dan berhubungan dengan analisa perhitungan instalasi pompa dapat dicari pada tabel, lampiran-lampiran, dan buku referensi yang mendukung. Untuk gambar instalasi dapat dilihat pada lampiran.

3.10 Urutan Pengerjaan menggunakan Flow Chart

3.10.1 Diagram Alir Perhitungan Manual

Adapun langkah-langkah penulisan Tugas Akhir ini dapat dilihat pada gambar berikut :

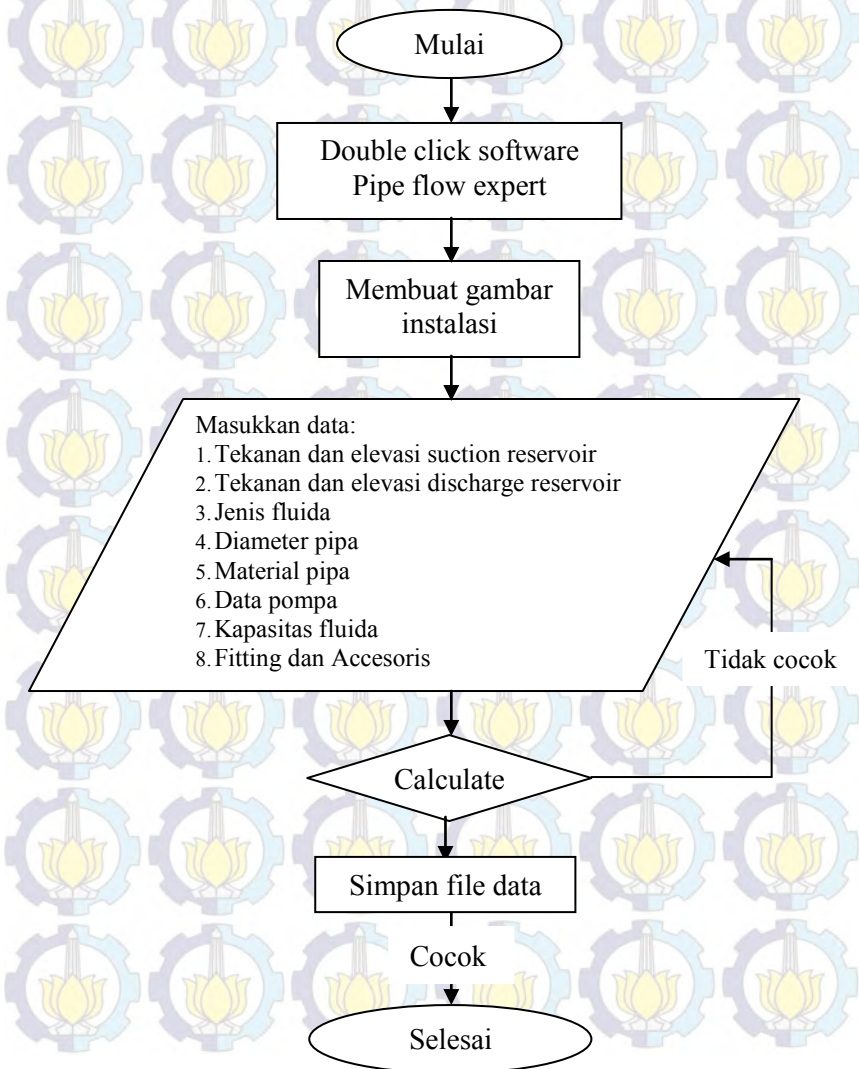




Gambar 3.3 Diagram Alir Perhitungan Manual

3.10.2 Diagram Alir Perhitungan Numerik

Adapun langkah-langkah perhitungan numerik dengan menggunakan *software pipe flow expert* dalam pengerjaan Tugas Akhir ini dapat dilihat pada gambar berikut :



Gambar 3.4 Diagram Alir pemrograman *pipe flow expert*

BAB IV PERHITUNGAN

Pada bab berikut ini dijelaskan perhitungan dan perancangan ulang dalam pembahasan mengenai sistem perpipaan *pompa booster* pada CPA Pertamina-Petrochina, Tuban.

4.1 Umum

Sistem perpipaan pada instalasi *pompa booster* ini untuk melayani proses penyaluran *crude oil* dari tangki penyimpanan ke *pompa shipping*. Pada saat *crude oil* melewati *pompa booster*, selanjutnya akan dipompakan oleh *pompa shipping* menuju FSO Cinta Natomas.

4.2 Perencanaan Sistem Distribusi *Crude Oil*

4.2.1 Penaksiran Kebutuhan *Crude Oil*

Untuk memperkirakan besarnya kebutuhan *crude oil* pada *Central Processsing Area* (CPA), perhitungan kapasitas pompa ini didasarkan pada kapasitas pengoperasian satu pompa booster dan dengan satu pompa lain stand by, yang menghasilkan kapasitas sebesar 880 GPM. Seperti terlihat pada *name plate* pompa di bawah ini :

Tabel 4.1 *Name plate booster pump* PP-600 A/B

Item Number	PP-600 A/B
Service	Permanent Oil Booster Pump
Model	Centrifugal Pump
Capacity	880 GPM
Discharge Press.	50 psig
Driver	Electric Motor
Voltage / Freq.	460V / 60 Hz
HP	100

Sehingga perhitungan kapasitas pompa ini didasarkan pada kapasitas yang paling besar dari pengoperasian satu pompa tersebut yaitu sebesar 880 GPM.

4.2.2 Perhitungan Manual Sistem Distribusi *Crude Oil* Sesuai Kondisi di Lapangan

Perhitungan manual ini dilakukan dengan melakukan menghitung *Head* efektif instalasi kondisi eksisting dimana dari perhitungan tersebut akan dilakukan pemilihan pompa yang sesuai dengan instalasi tersebut.

4.2.2.1 Pengecekan Diameter Instalasi Perpipaan

Dalam pengecekan diameter pipa, perlu diperhatikan akan kecepatan aliran di dalam pipa. Untuk kecepatan aliran yang diijinkan pada pompa sentrifugal dengan fluida kerja *crude oil* ditunjukkan pada tabel di bawah ini : (Sumber: Francis S, *Oilfield Processing of petroleum : Crude Oil*).

Tabel 4.2 *Typical Pump Line Velocities*

Pump Type	V suction	V discharge
	(ft/s)	(ft/s)
Reciprocating		
< 250 rpm	2	6
250-330 rpm	1,5	4,5
>330 rpm	1	3
Centrifugal	2 - 3	6 - 9

Perhitungan konversi kecepatan yang diijinkan :

$$\bar{V}_{suction\ min} = 2 \frac{ft}{s} \times \frac{0,3048\ m}{ft} = 0,61 \frac{m}{s}$$

$$\bar{V}_{suction\ max} = 3 \frac{ft}{s} \times \frac{0,3048\ m}{ft} = 0,91 \frac{m}{s}$$

$$\bar{V}_{discharge\ min} = 6 \frac{ft}{s} \times \frac{0,3048\ m}{ft} = 1,83 \frac{m}{s}$$

$$\bar{V}_{discharge\ max} = 9 \frac{ft}{s} \times \frac{0,3048\ m}{ft} = 2,74 \frac{m}{s}$$

Jadi, kecepatan aliran yang diijinkan untuk *discharge* pompa maksimal adalah 2,74 m/s, minimalnya adalah 1,83m/s.

Untuk *suction* pompa kecepatan minimalnya adalah 0,61 m/s dan maksimalnya adalah 0,91 m/s.

4.2.2.1.1 Perhitungan Kecepatan Aliran pada Pipa *Suction* Sesuai Kondisi di Lapangan

- Kecepatan aliran pada pipa dari *reservoir* (A) hingga percabangan (B)

Diketahui:

Kapasitas dari *section* A hingga B sebesar 880 GPM,
NPS 12 inch *Carbon Steel Pipe schedule 40s*

$$Q = 880 \frac{\text{Gallon}}{1 \text{ menit}} \times \frac{231 \text{ in}^3}{1 \text{ Gallon}} \times \frac{(0,0254 \text{ m})^3}{1 \text{ in}^3} \times \frac{1 \text{ menit}}{60 \text{ s}} = 0,0555 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$D_{\text{inside}} = 12,00 \text{ inch} = 0,305 \text{ m}$$

Sehingga, untuk menghitung kecepatan aliran pada pipa menggunakan rumus :

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

$$V_{A-B} = \frac{4 \cdot (0,0555) \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi (0,305 \text{ m})^2} = 0,7596 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Setelah ditinjau atas dasar kecepatan aliran (Sumber : Francis S, *Oilfield Processing of petroleum; Crude Oil*), kecepatan yang diijinkan untuk pipa *suction* yaitu minimal 0,61 m/s dan untuk maksimumnya 0,91 m/s, maka pipa *suction* pada kondisi eksisting sudah sesuai.

Karena kecepatan aliran dalam pipa lama dengan diameter NPS 12 inch *schedule 40s* adalah 0,7596 m/s sudah memenuhi *range* kecepatan yang diijinkan antara 0,61 m/s sampai 0,91 m/s, maka pipa dari *section* (A) hingga percabangan (B) tidak diganti dengan pipa berdiameter baru.

- **Kecepatan aliran pada pipadari section percabangan (B) hingga (C)**

Diketahui :

Kapasitas dari section B hingga C sebesar 880 GPM,
NPS 8 inch *Carbon Steel Pipe schedule 40s*

$$Q = 880 \frac{\text{Gallon}}{1 \text{ menit}} \times \frac{231 \text{ in}^3}{1 \text{ Gallon}} \times \frac{(0,0254 \text{ m})^3}{1 \text{ in}^3} \times \frac{1 \text{ menit}}{60 \text{ s}} = 0,0555 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$D_{\text{inside}} = 7,981 \text{ inch} = 0,2027 \text{ m}$$

Sehingga, untuk menghitung kecepatan aliran pada pipa menggunakan rumus :

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

$$V_{B-C} = \frac{4 \cdot (0,0555) \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi (0,2027 \text{ m})^2} = 1,7198 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Setelah ditinjau atas dasar kecepatan aliran (Sumber : Francis S, *Oilfield processing of petroleum; Crude oil*), kecepatan yang diijinkan untuk pipa *suction* yaitu minimal 0,61 m/s dan untuk maksimumnya 0,91 m/s, maka pipa *suction* pada kondisi eksisting kurang sesuai. Agar sesuai dengan kecepatan yang diijinkan tersebut, maka dilakukan pemilihan diameter yang sesuai dengan memperhatikan kecepatan terendah yang diijinkan yaitu 0,61 m/s dan maksimum 0,91 m/s. Perhitungan dapat dilakukan dengan langkah sebagai berikut :

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}$$

Dimana : D = Diameter dalam pipa (m)

Q = Kapasitas aliran (m³/s)

V = Kecepatan aliran (m/s)

Diketahui data-datasebagai berikut :

$$Q = 0,0555 \frac{m^3}{s}$$

$$V = 0,61 \frac{m}{s}$$

Sehingga untuk menghitung diameter pipa menggunakan rumus :

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 0,0555 \frac{m^3}{s}}{\pi \times 0,61 \frac{m}{s}}}$$

$$D = 0,3403 \text{ m} = 13,39 \text{ inch}$$

Dengan menyesuaikan *properties* pipa yang ada di pasaran dan sesuai *Piping Pipeline Engineering*, maka dipilih pipa dengan jenis *Carbon Steel Pipe schedule 40s* diameter nominal (NPS) = 12 inch dan *inside* diameter = 12,00 inch = 0,305 m.

Setelah dilakukan pemilihan pipa, maka kecepatan aliran di dalam pipa dengan diameter yang baru adalah

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

$$V = \frac{4 \cdot (0,0555) \frac{m^3}{s}}{\pi (0,305m)^2}$$

$$V = 0,7596 \frac{m}{s}$$

Jadi, kecepatan aliran di dalam pipa dengan diameter yang baru NPS 12 inch *schedule 40s* adalah 0,7596 m/s memenuhi *range* kecepatan yang diijinkan antara 0,61 m/s sampai 0,91 m/s.

4.2.2.1.2 Perhitungan Kecepatan Aliran pada Pipa *Discharge* Sesuai Kondisi di Lapangan

- Kecepatan aliran pada pipa dari *section* (C) hingga percabangan (D)

Diketahui :

Kapasitas dari *section* C hingga D sebesar 880 GPM
NPS 4 inch *Carbon Steel Pipe schedule 40s*

$$Q = 880 \frac{\text{Gallon}}{1 \text{ menit}} \times \frac{231 \text{ in}^3}{1 \text{ Gallon}} \times \frac{(0,0254 \text{ m})^3}{1 \text{ in}^3} \times \frac{1 \text{ menit}}{60 \text{ s}} = 0,0555 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$D_{\text{inside}} = 4,026 \text{ inch} = 0,1022 \text{ m}$$

Sehingga, untuk menghitung kecepatan aliran pada pipa menggunakan rumus :

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

$$V_{C-D} = \frac{4 \cdot (0,0555) \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi (0,1022 \text{ m})^2} = 6,7655 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Setelah ditinjau atas dasar kecepatan aliran (Sumber : Francis S, *Oilfield Processing of petroleum: Crude Oil*) kecepatan yang diijinkan untuk pipa *suction* yaitu minimal 1,83 m/s dan untuk maksimumnya 2,74 m/s, maka pipa *discharge* pada kondisi eksisting kurang sesuai. Agar sesuai dengan kecepatan yang diijinkan tersebut, maka dilakukan pemilihan diameter yang sesuai dengan memperhatikan kecepatan terendah yang diijinkan yaitu 1,83 m/s dan maksimum 2,74 m/s. Perhitungan dapat dilakukan dengan langkah sebagai berikut :

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V}}$$

Dimana : D = Diameter dalam pipa (m)

Q = Kapasitas aliran m³/s

V = Kecepatan aliran (m/s)

Diketahui data-data sebagai berikut :

$$Q = 0,0555 \frac{m^3}{s}$$

$$V = 1,83 \frac{m}{s}$$

Sehingga untuk menghitung diameter pipa menggunakan rumus :

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 0,0555 \frac{m^3}{s}}{\pi \times 1,83 \frac{m}{s}}}$$

$$D = 0,196 \text{ m} = 7,716 \text{ inch}$$

Dengan menyesuaikan *properties* pipa yang ada di pasaran dan sesuai *Piping Pipeline Engineering*, maka dipilih pipa dengan jenis *Carbon Steel Pipe schedule 40s* diameter nominal (NPS) = 6 inch dan *inside* diameter = 6,357 inch = 0,161 m

Setelah dilakukan pemilihan pipa, maka kecepatan aliran di dalam pipa dengan diameter yang baru adalah

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

$$V = \frac{4 \cdot (0,0555) \frac{m^3}{s}}{\pi (0,161 \text{ m})^2}$$

$$V = 2,72 \frac{m}{s}$$

Jadi, kecepatan aliran di dalam pipa dengan diameter yang baru NPS 6 inch *schedule 40s* adalah 2,72 m/s memenuhi *range* kecepatan yang diijinkan antara 1,83 m/s sampai 2,74 m/s.

- **Kecepatan aliran pada pipa dari section percabangan (D) hingga (E)**

Diketahui:

Kapasitas dari section D hingga E sebesar 880 GPM

NPS 8 inch *Carbon Steel Pipe schedule 40s*

$$Q = 880 \frac{\text{Gallon}}{1 \text{ menit}} \times \frac{231 \text{ in}^3}{1 \text{ Gallon}} \times \frac{(0,0254 \text{ m})^3}{1 \text{ in}^3} \times \frac{1 \text{ menit}}{60 \text{ s}} = 0,0555 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$D_{\text{inside}} = 7,981 \text{ inch} = 0,2027 \text{ m}$$

Sehingga, untuk menghitung kecepatan aliran pada pipa menggunakan rumus :

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

$$V_{D-E} = \frac{4 \cdot (0,0555) \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi (0,2027 \text{ m})^2} = 1,7198 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Setelah ditinjau atas dasar kecepatan aliran (Sumber : Francis S, *Oilfield processing of petroleum; Crude oil*), kecepatan yang diijinkan untuk pipa suction yaitu minimal 1,83 m/s dan untuk maksimumnya 2,74 m/s, maka pipa suction pada kondisi eksisting kurang sesuai. Agar sesuai dengan kecepatan yang diijinkan tersebut, maka dilakukan pemilihan diameter yang sesuai dengan memperhatikan kecepatan terendah yang diijinkan yaitu 1,83 m/s dan maksimum 2,74 m/s . Perhitungan dapat dilakukan dengan langkah sebagai berikut :

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}$$

Dimana : D = Diameter dalam pipa (m)

Q = Kapasitas aliran (m³/s)

V = Kecepatan aliran (m/s)

Diketahui data-datasebagai berikut :

$$Q = 0,0555 \frac{m^3}{s}$$

$$V = 1,83 \frac{m}{s}$$

Sehingga untuk menghitung diameter pipa menggunakan rumus :

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 0,0555 \frac{m^3}{s}}{\pi \times 1,83 \frac{m}{s}}}$$

$$D = 0,1965 \text{ m} = 7,736 \text{ inch}$$

Dengan menyesuaikan *properties* pipa yang ada di pasaran dan sesuai *Piping Pipeline Engineering*, maka dipilih pipa dengan jenis *Carbon Steel Pipe schedule 40s* diameter nominal (NPS) = 6 inch dan *inside diameter* = 6,357 inch = 0,161 m

Setelah dilakukan pemilihan pipa, maka kecepatan aliran di dalam pipa dengan diameter yang baru adalah

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

$$V = \frac{4 \cdot (0,0555) \frac{m^3}{s}}{\pi (0,161 \text{ m})^2}$$

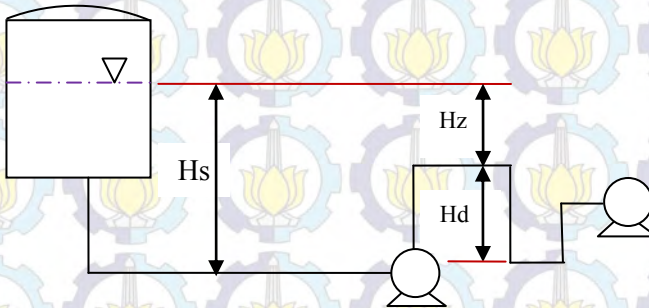
$$V = 2,72 \frac{m}{s}$$

Jadi, kecepatan aliran di dalam pipa dengan diameter yang baru NPS 6 inch *schedule 40s* adalah 2,72 m/s memenuhi *range* kecepatan yang diijinkan antara 1,83 m/s sampai 2,74 m/s.

4.2.3 Perhitungan *Head* Efektif Instalasi

Head efektif instalasi adalah *Head* yang harus diatasi pompa dan seluruh komponen-komponen yang telah didapat dari perhitungan tersebut. Adapun *Head* efektif instalasi meliputi *Head* Statis dan *Head* Dinamis.

4.2.3.1 Perhitungan *Head* Statis



Gambar 4.1 Instalasi *suction head* pompa

Untuk menghitung head statis menggunakan rumus :

$$H_{statis} = \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + H_z$$

Dimana :

$P_{sr}=P_1$ = Tekanan pada sisi *suction reservoir* (bar)

$P_{dr}=P_2$ = Tekanan pada sisi *inlet booster pump* (bar)

H_s = Ketinggian permukaan fluida pada sisi *suction* (m)

H_d = Ketinggian permukaan fluida pada sisi *discharge* (m)

g = Percepatan gravitasi (9,81 m/s²)

Diketahui data-data sebagai berikut :

$$\bullet P_{sr} = \left(1,7 \text{ psig} \times \left| \frac{0,068947 \text{ bar}}{1 \text{ psi}} \right| \right) + 1,01325 \text{ bar}$$

$$= 0,1172 \text{ bar} + 1,01325 \text{ bar}$$

$$= 1,1304 \text{ bar}$$

- $P_{dr} = \left(80 \text{ psig} \times \left| \frac{0,068947 \text{ bar}}{1 \text{ psi}} \right| \right) + 1,01325 \text{ bar}$

$$= 5,51576 \text{ bar} + 1,01325 \text{ bar}$$

$$= 6,529 \text{ bar}$$

- $H_z = H_d - H_s$

$$= 2,2 \text{ m} - 4,683 \text{ m}$$

$$= -2,483 \text{ m}$$

- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

✓ Untuk mendapatkan harga ρ_{H_2O} pada suhu $54,4^\circ\text{C}$, dengan cara Interpolasi dari Tabel A.8 *Properties of Water* (Sumber: *Robert W Fox, Introduction to Fluid Mechanics*)

Tabel 4.3 Interpolasi ρ_{H_2O}

T ($^\circ\text{C}$)	ρ_{H_2O} (kg/m^3)
50	988
54,4	x
55	986

$$\frac{54,4 - 50}{55 - 50} = \frac{x - 988}{986 - 988}$$

$$\frac{4,4}{5} = \frac{x - 988}{-2}$$

$$-8,8 = 5x - 4940$$

$$x = \frac{4940 - 8,8}{5}$$

$$x = 986,24 \text{ kg/m}^3$$

Maka,

- $SG_{CrudeOil} = \frac{\rho_{CrudeOil}}{\rho_{H_2O}}$

$$\rho_{CrudeOil} = SG_{CrudeOil} \times \rho_{H_2O}$$

$$= 0,82 \times 986,24 \text{ kg/m}^3$$

$$= 808,7168 \text{ kg/m}^3$$

Sehingga,

$$H_{statis} = \left(\frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} \right) + H_z$$

$$\begin{aligned} H_{statis} &= \left(\frac{6,529 \text{ Bar} - 1,1304 \text{ Bar}}{\gamma} \right) + (-2,483 \text{ m}) \\ &= \left(\frac{6,529 \text{ Bar} - 1,1304 \text{ Bar}}{\rho \cdot g} \right) + (-2,483 \text{ m}) \\ &= \left(\frac{6,529 \text{ Bar} - 1,1304 \text{ Bar}}{808,7168 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \right) + (-2,483 \text{ m}) \\ &= \left(\frac{5,3986 \times 10^5 \text{ Pa}}{7933,5118 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}^2}} \right) - 2,483 \text{ m} \\ H_{statis} &= 68,048 \text{ m} - 2,483 \text{ m} \\ &= 65,565 \text{ m} \end{aligned}$$

4.2.3.2 Perhitungan Head Dinamis

Untuk menghitung head dinamis menggunakan rumus :

$$H_{dinamis} = \frac{V_{dr}^2 - V_{sr}^2}{2g} + \sum H_{LT}$$

Dimana :

V_{dr} : kecepatan pada *discharge reservoir* (m/s)

V_{sr} : kecepatan pada permukaan *suction reservoir* (m/s)

$\sum H_{LT}$: kerugian gesek sepanjang pipa lurus dan adanya aksesoris (m)

4.2.3.3 Perhitungan *HeadLoss* Instalasi

Headloss instalasi terdiri dari *Headloss Mayor* dan *Headloss Minor*.

4.2.3.3.1 *HeadLoss Mayor* pada pipa dari section A hingga B

Besarnya *Mayor losses* dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$H_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

Dimana :

f : koefisien gesek

L : panjang pipa (m)

D : diameter pipa (m)

\bar{V} : kecepatan aliran fluida (m/s)

g : percepatan gravitasi (m/s²)

a) Diketahui data sebagai berikut :

$$L_{A-B} = 89,61 \text{ m}$$

$$D_{\text{inside}} = 12 \text{ inch} = 0,305 \text{ m}$$

$$\bar{V} = 0,7596 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Harga koefisien gesek ditentukan dari *Reynold Number* (RE).

$$\text{Re} = \frac{\bar{V} \cdot D}{\nu}$$

Dengan :

$$\text{Re} > 2300 = \text{laminar}$$

$$2300 > \text{Re} > 4000 = \text{transisi}$$

$$\text{Re} > 4000 = \text{turbulen}$$

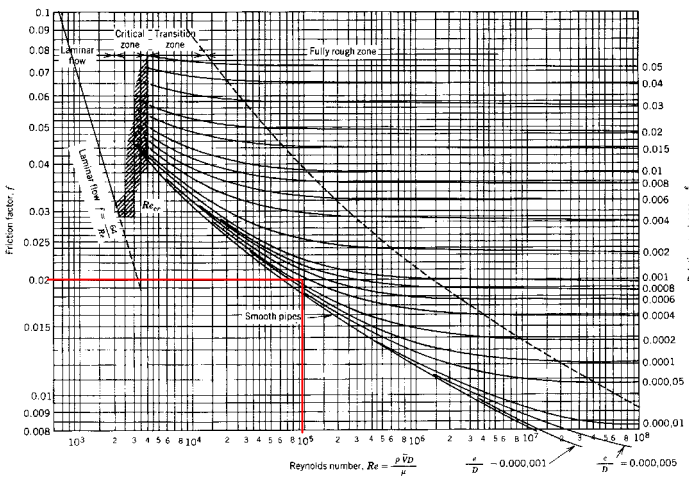
Berdasarkan data yang didapat dari JOB P-PEJ, maka didapat harga *viscositas kinematik* pada suhu 130°F (54,4°C) = $2,47 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

Sehingga,

$$Re = \frac{0,7596 \frac{m}{s} \times 0,305m}{2,47 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 93796,76 \text{ (turbulen)}$$

Material pipa dari *Carbon Steel Pipeschedule 40s* dengan kekasaran permukaan $\varepsilon = 0,046 \text{ mm} = 0,000046 \text{ m}$

$$\text{Maka, } \frac{\varepsilon}{D_{\text{internal}}} = \frac{0,000046 \text{ m}}{0,305m} = 0,0001508$$



Gambar 4.2. *Moody diagram* pipa suction 1

Dengan mengetahui harga Re dan $\frac{\varepsilon}{D}$ dari *moody diagram* sehingga didapat $f = 0,0202$

Sehingga, untuk menghitung *head loss mayor* adalah :

$$H_{L, \text{Sec A-B}} = 0,0202 \times \frac{89,61 \text{ m}}{0,305m} \times \frac{\left(0,7596 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \times \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} = 0,1745m$$

4.2.3.3.2 *HeadLoss Minor* pada pipa dari *section A* hingga *B*

HeadLoss Minor adalah kerugian gesek yang ditimbulkan karena adanya aksesoris di sepanjang pipa instalasi. Untuk harga *K* pada masing-masing aksesoris diperoleh dari *tabel minor losses coefficient pipe flow experts* untuk *Nominal Pipe Size* = 12 inch.

- a. Kerugian *head* pada *Entrance* dengan harga *K*= 0,5 sebanyak 1 buah, maka :

$$\begin{aligned} H_{ent} &= K \cdot \frac{V^2}{2g} \\ &= 0,5x \frac{\left(0,7596 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} = 0,0147 \text{ m} \end{aligned}$$

- b. Kerugian *head* pada *Ball valve* dengan harga *K*= 0,04 sebanyak 1 buah, maka :

$$\begin{aligned} H_{BV} &= K \cdot \frac{V^2}{2g} \\ &= 0,04x \frac{\left(0,7596 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} = 0,0011 \text{ m} \end{aligned}$$

- c. Kerugian *head* pada *Gate valve* dengan harga *K*= 0,1 sebanyak 2 buah, maka :

$$H_{GV} = n \cdot \left(K \cdot \frac{V^2}{2g} \right)$$

$$= 2 \times \left(0,1 \times \frac{\left(0,7596 \frac{m}{s} \right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2} \right)} \right) = 0,0058 \text{ m}$$

- d. Kerugian *head* pada *flowmeter* dengan harga $K = 5$ sebanyak 1 buah, maka :

$$H_{fm} = K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$= 5 \times \frac{\left(0,7596 \frac{m}{s} \right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2} \right)} = 0,147 \text{ m}$$

- e. Kerugian *head* pada *concentric reducer* dengan harga $K = 0,38$ sebanyak 1 buah, maka :

$$H_{red} = K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$= 0,38 \times \frac{\left(0,7596 \frac{m}{s} \right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2} \right)} = 0,0111 \text{ m}$$

- f. Kerugian *head* pada *elbow 90° pipe bends* dengan harga $K = 0,16$ sebanyak 4 buah pada diameter 12 inch, maka :

$$H_{Elb90^\circ} = n \cdot \left(K \cdot \frac{V^2}{2g} \right)$$

$$= 4x \left(0,16x \frac{\left(0,7596 \frac{m}{s} \right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2} \right)} \right) = 0,0188 \text{ m}$$

Headloss minor total dari section A-B

$$\begin{aligned} H_{Lm,A-B} &= H_{Ent} + H_{Bv} + H_{Gv} + H_{fm} + H_{Red} + H_{Elb90} \\ &= 0,0147 \text{ m} + 0,0011 \text{ m} + 0,0058 \text{ m} + 0,147 \text{ m} + \\ &\quad 0,0111 \text{ m} + 0,0188 \text{ m} \\ &= 0,1985 \text{ m} \end{aligned}$$

Sehingga, *HeadLoss Total dari section A-B*

$$\begin{aligned} \sum H_{LT} &= H_L + H_{Lm} \\ &= 0,1745 \text{ m} + 0,1985 \text{ m} \\ &= 0,373 \text{ m} \end{aligned}$$

Dengan menerapkan langkah perhitungan *Head Dynamis* yang sama seperti contoh perhitungan di atas, maka perhitungan *Head Dynamis* setiap *section* berikutnya akan ditabelkan sebagai berikut :

Tabel 4.4 Perhitungan *Headloss Mayor* tiap *section*

<i>Section</i>	B – C	C - D	D - E
NPS (inch)	8	4	8
\bar{V} (m/s)	1,7198	6,7655	1,7198
<i>Re</i>	141135	279932,834	141135
ε/D	2,26E-4	2,85E-4	2,26E-4
<i>f</i>	0,0183	0,0172	0,0183

<i>L (m)</i>	3,65	9,48	15,98
<i>Headloss mayor (m)</i>	$H_{L,B-C} = 0,0496$	$H_{L,C-D} = 3,722$	$H_{L,D-E} = 0,2174$

Tabel 4.5 Perhitungan *Headloss Minor* section B-C

Fitting pada section C-D	Jumlah fitting	ΣK	$\bar{V} \left(\frac{m}{s} \right)$	$\Sigma H_{Lm} \text{ (m)}$
Ball valve	1	0,04	1,7198	0,006
Strainer	1	1		0,1507
Eccentric reducer	1	0,09		0,0135
Elbow 90 ⁰	1	0,17		0,0256
$\Sigma H_{Lm, B-C}$				0,1958

Tabel 4.6 Perhitungan *Headloss Minor* section C-D

Fitting pada section C-D	Jumlah fitting	ΣK	$\bar{V}\left(\frac{m}{s}\right)$	$\Sigma H_{Lm} \text{ (m)}$
Check valve	1	2	6,7655	4,6658
Gate valve	1	0,14		0,3266
Elbow 90 ⁰	4	0,2		1,866
Concentric difuser	1	0,24		0,5599
$\Sigma H_{Lm, C-D}$				7,4183

Tabel 4.7 Perhitungan *head loss minor* section D-E

Fitting pada section D-E	Jumlah fitting	ΣK	$\bar{v} \left(\frac{m}{s} \right)$	$\Sigma H_{Lm} (m)$
<i>Strainer</i>	1	1	1,7198	0,1507
<i>Eccentric reducer</i>	1	1,6		0,2412
<i>Elbow 90°</i>	2	0,17		0,0512

Mitre 45°	1	0,21		0,0316
$\Sigma H_{Lm, D-E}$				0,4747

Tabel 4.8 Tabel *head loss* total pada setiap *section*

Section	H_L (m)	H_{Lm} (m)	H_{LT} (m)
A-B	0,1745	0,1985	0,373
B-C	0,0496	0,1958	0,2454
C-D	3,722	7,4183	11,1403
D-E	0,2174	0,4747	0,6921
Jumlah	4,1635	8,2873	
		ΣH_{LT}	12,4508

4.2.3.4 Head Efektif Instalasi Pompa

Dengan diketahui data hasil perhitungan berupa *head statis* dan *head dinamis*, maka :

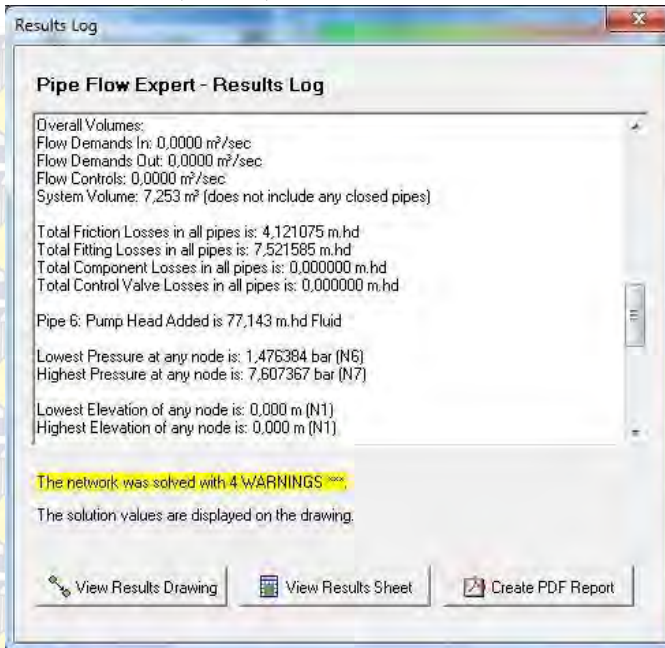
$$H_{statis} = 65,565 \text{ m}$$

$$\begin{aligned}
 H_{dinamis} &= \frac{V_{dr}^2 - V_{sr}^2}{2g} + \Sigma H_{loss} \\
 &= \frac{\left(1,7198 \frac{m}{s}\right)^2 - \left(0 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \times \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} + 12,4508 \text{ m} \\
 &= 0,1507 \text{ m} + 12,4508 \text{ m} \\
 &= 12,6015 \text{ m}
 \end{aligned}$$

➤ Maka *head efektif* instalasi adalah :

$$\begin{aligned}
 H_{Eff} &= H_{statis} + H_{dinamis} \\
 &= 65,565 \text{ m} + 12,6015 \text{ m} \\
 &= 78,1665 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.2.4 Pebandingan Head Effektif teoritis (H_{eff}) dan Head Effektif numerik ($H_{eff\ PFE}$)



Gambar 4.3 Kalkulasi perhitungan Pipe Flow Expert

Dengan berdasarkan pada kedua perhitungan Head efektif instalasi di atas dapat diketahui tingkat kesalahan perhitungan adalah:

$$\text{Tingkat kesalahan} = \frac{H_{eff} - H_{eff\ PFE}}{H_{eff}} \times 100\%$$

$$\text{Tingkat kesalahan} = \frac{78,1665\text{ m} - 77,143\text{ m}}{78,1665\text{ m}} \times 100\%$$

$$\text{Tingkat kesalahan} = 1,31\%$$

4.2.5 Net Positive Suction Head Available (NPSH_A)

NPSH_A merupakan NPSH yang tersedia pada instalasi pompa yang besarnya dapat ditulis (*Ref.Sularso, HT.Pompa dan Kompresor*):

$$NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - \sum H_f$$

Perhitungan NPSH_A dianggap benar apabila memenuhi syarat NPSH_A > NPSH_R.

dimana :

$P_a = 1,7$ psig, diperoleh dari data *reading* CPA pada tanggal 28 Februari 2014

- Perhitungan konversi P_a

$$P_a = \left(1,7 \text{ psig} \times \frac{0,068947 \text{ bar}}{1 \text{ psi}} \right) + 1,01325 \text{ bar}$$

$$= 0,117209 \text{ bar} + 1,01325 \text{ bar}$$

$$= 1,13046 \text{ bar}$$

$$= 113,046 \text{ kPa}$$

$P_v = 103$ kPa, didapat dari tabel *petroleum commodity characteristic for pipelines* (Sumber : Mohender L. Nayyar, *Piping handbook 7th edition*).

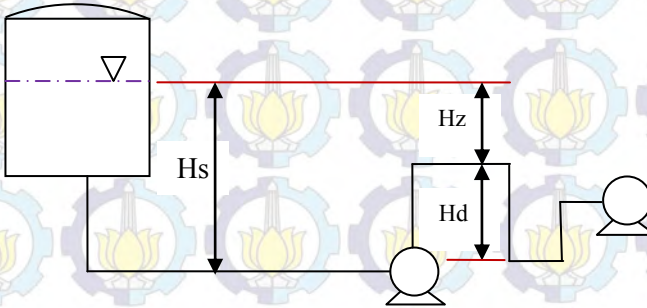
TABLE C5.1 Petroleum Commodity Characteristics for Pipelines

Commodity	Temp range F/(C)	Relative density	API gravity	Viscosities		Pour point F/(C)	Vapor press psi (kPa)
				cSt at F/(C)	cSt at F/(C)		
Residuals:	150 to 250 (65 to 121)	1.02	7.2	50,000 at 130 (54)	330 at 250 (121)	130 (54)	—
	150 to 250 (65 to 121)	0.96	15.9	1,000 at 100 (38)	45.7 at 210 (99)	90 (32)	—
Crudes:							
General	40 to 160 (4 to 70)	0.84	12–40	11 at 68 (11 at 20)	4.1 at 122 (4.1 at 50)	55 (13)	15 (103)
High wax content	70 to 140 (20 to 60)	0.81	35–45	7.4 at 122 (7.4 at 50)	3.3 at 140 (3.3 at 60)	95 (35)	15 (103)

$$\gamma = \rho \cdot g = 808,7168 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2} = 7933,512 \frac{N}{m^3}$$

$h_s = 4,683$ m dari instalasi pipa

$$\begin{aligned} \sum H_{LT,suction} &= H_{LT,A-B} + H_{LT,B-C} \\ &= 0,373 \text{ m} + 0,2454 \text{ m} \\ &= 0,6184 \text{ m} \end{aligned}$$



Gambar 4.4 Instalasi *suction head*

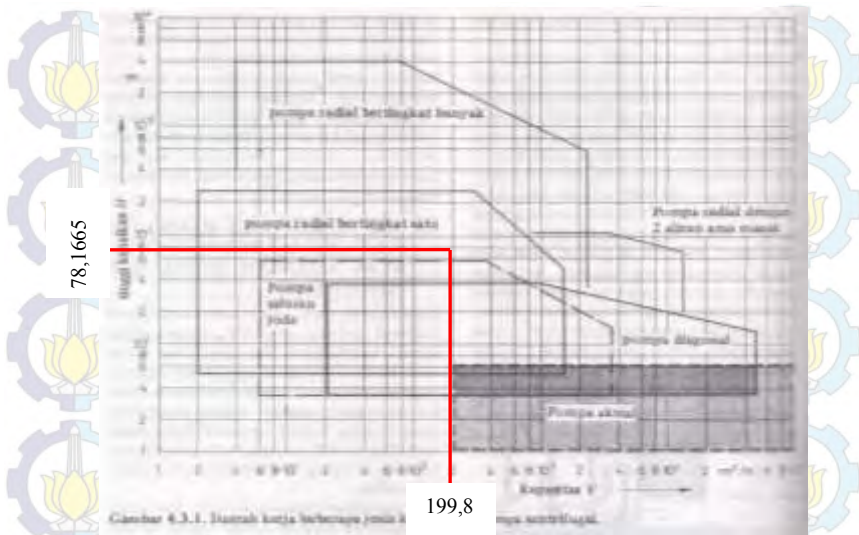
Karena instalasi *suction head* pada permukaan zat cair di dalam tangki lebih tinggi dari pada sisi isap pompa, maka $H_s(-)$. (Ref. Sularso, HT.Pompa dan Kompresor).

Sehingga,

$$\begin{aligned} NPSH_A &= \left(\frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} \right) - (-h_s) - \sum H_{ls} \\ &= \left(\frac{113,046kPa - 103kPa}{7933,512 \frac{N}{m^3}} \right) - (-4,683m) - 0,6184 \text{ m} \\ &= 1,2663 \text{ m} + 4,683 \text{ m} - 0,6184 \text{ m} \\ &= 5,3309 \text{ m} \end{aligned}$$

$$NPSH_A = 5,3309 \text{ m} > NPSH_R = 4,8768 \text{ m}$$

4.3 Pemilihan Pompa Berdasarkan Perhitungan Head dan Kapasitas



Gambar 4.5 Grafik Pemilihan Pompa

Dari gambar di atas, untuk kondisi Kapasitas (Q) = $199,8 \text{ m}^3/\text{h}$ dan Head Effektif (H_{eff}) = $78,1665 \text{ m}$. Maka dapat diplotkan pada diagram dan pompa untuk instalasi yang ada adalah jenis pompa radial bertingkat satu (*centrifugal pump single stage single suction*).

4.4 Daya Penggerak

4.4.1 Daya Fluida / *Water Horse Power (WHP)*

Energi yang secara efektif diterima oleh fluida dari pompa persatuan waktu disebut juga daya fluida (P_w). (Ref.Sularso, HT.Pompa dan Kompresor)

$$WHP = \gamma \times Q \times H$$

Dimana :

WHP : Daya Fluida (kW)

γ : Berat fluida persatuan volume (N/m^3)

Q : Kapasitas yang direncanakan (m^3/s)
 H : *Head* efektif instalasi (m)

Dari data yang diperoleh sebagai berikut :

$$Q = 880 \frac{\text{Gallon}}{1 \text{ menit}} \times \frac{231 \text{ in}^3}{1 \text{ Gallon}} \times \frac{(0,0254 \text{ m})^3}{1 \text{ in}^3} \times \frac{1 \text{ menit}}{60 \text{ s}} = 0,0555 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\begin{aligned} \gamma &= \rho \cdot g = 808,7168 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \\ &= 7933,5118 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} = 7,9335 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3} \end{aligned}$$

$$H_{\text{eff}} = 78,1665 \text{ m}$$

Sehingga :

$$WHP = \gamma \times Q \times H$$

$$\begin{aligned} &= 7,9335 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3} \times 0,0555 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 78,1665 \text{ m} \\ &= 34,4174 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.4.2 Putaran Spesifik Pompa (n_s)

Pada Kecepatan Spesifik (n_s) didefinisikan putaran (n), kapasitas aliran (Q) dan *Head* (H) mempunyai harga-harga pada titik efisiensi maksimum pompa. Harga (n_s) dapat digunakan sebagai parameter untuk menyatakan jenis pompa.

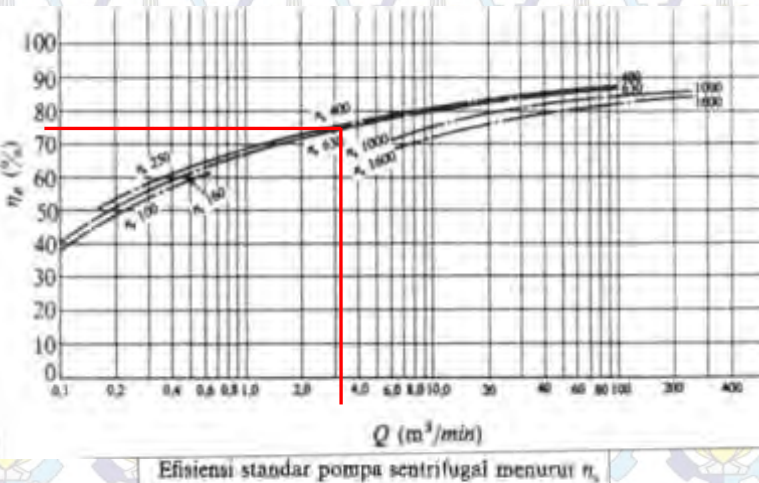
Kecepatan spesifik (n_s) dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut: (Ref.Sularso, *HT.Pompa dan Kompresor*)

$$n_s = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Untuk n = 3560 rpm (menggunakan spesifikasi pompa yang diperoleh dari katalog *Gould pump*).

Sehingga,

$$n_s = 3560 \text{ rpm} \times \frac{\left(3,33 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}\right)^{\frac{1}{2}}}{(78,1665 \text{ m})^{\frac{3}{4}}} = 247,192 \text{ rpm}$$



Gambar 4.6 Grafik hubungan antara kapasitas dan efisiensi

Dari gambar 4.6, (Ref.Sularso,HT.Pompa dan Kompresor) efisiensi standar pompa untuk kondisi $n_s = 247,192 \text{ rpm}$ dan $Q = 3,33 \text{ m}^3/\text{min}$, maka efisiensi standar pompa (η_p) diambil 75%.

4.4.3 Daya Poros

Daya poros dibutuhkan untuk menggerakkan sebuah pompa adalah sama dengan fluida ditambah kerugian daya di dalam pompa. Daya ini dapat dinyatakan sebagai berikut: (Ref.Sularso,HT.Pompa dan Kompresor)

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p}$$

Dimana :

P_{shaft} : daya poros sebuah pompa (kW)

WHP : daya fluida (kW)

η_p : efisiensi pompa

Efisiensi Pompa (η_p) dapat dicari berdasarkan kapasitas dan kecepatan spesifik yang telah diketahui.

Data yang diketahui :

$$Q = 0,0555 \frac{m^3}{s} \times \frac{60s}{1 \text{ min}} = 3,33 \frac{m^3}{\text{min}}$$

$$WHP = 34,4174 \text{ kW}$$

$$H = 78,1665 \text{ m}$$

Sehingga,

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p} = \frac{34,4174 \text{ kW}}{0,75} = 45,8898 \text{ kW}$$

4.4.4 Daya Nominal Penggerak Mula

Walaupun daya poros sudah diketahui, daya nominal dari penggerak mula yang dipakai untuk menggerakkan pompa yang harus ditetapkan dari persamaan berikut:
(Ref.Sularso,HT.Pompa dan Kompresor)

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t}$$

Dimana :

P_m : daya nominal penggerak mula (kW)

α : faktor cadangan (kW)

η_t : efisiensi transmisi

Daya nominal harus ditentukan untuk daya poros pompa maksimum (P_{shaft}) dalam kerja normal. Karakteristik kerja dari sebuah pompa ialah bervariasi. (Ref.Sularso,HT.Pompa dan Kompresor)

Tabel 4.9 Faktor Cadangan

Jenis Penggerak Mula	α
Motor Induksi	0,1 – 0,2
Motor Bakar Kecil	0,15 – 0,25

Motor Bakar Besar	0,1 – 0,2
-------------------	-----------

Tabel 4.10 Efisiensi Transmisi

Jenis Transmisi		η_t
Sabuk Rata		0,92 – 0,93
Sabuk V		0,95
Roda Gigi	Roda Gigi Lurus Satu Tingkat	0,92 – 0,95
	Roda Gigi Miring Satu Tingkat	0,95 – 0,98
	Roda Gigi Kerucut Satu Tingkat	0,92 – 0,96
	Roda Gigi Planiter Satu Tingkat	0,95 – 0,98
Kopling Hidrolik		0,95 – 0,97

Dari data yang diketahui :

$$P = 45,8898 \text{ kW}$$

$$\alpha = 0,2$$

$$\eta_t = 0,96$$

Sehingga :

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t} = \frac{45,8898 \text{ kW} \times (1 + 0,2)}{0,96} = 57,36225 \text{ kW}$$

4.5 Penentuan Jenis Pompa

Berdasarkan katalog merk *Gould Pump* dengan *type 3700MA / 4x6-11* dapat diketahui daya poros beserta efisiensi pompa dengan penarikan. Pengeplotan dilihat pada gambar di bawah ini dengan *Head* efektif pemilihan pompa = 78,1665 m dan kapasitas pemilihan pompa = 199,8 m³/jam.

ITT

Performance Test Curve

PAGE OF

DATE 12-Apr-2010

CUSTOMER PT WDA MAIRA GUNA

SERVICE CRUDE OIL BOOSTER PUMP

ITEM NO PP-6009

SERIAL NO 43472019

MODEL/SIZE 3703MA / 4X5-11

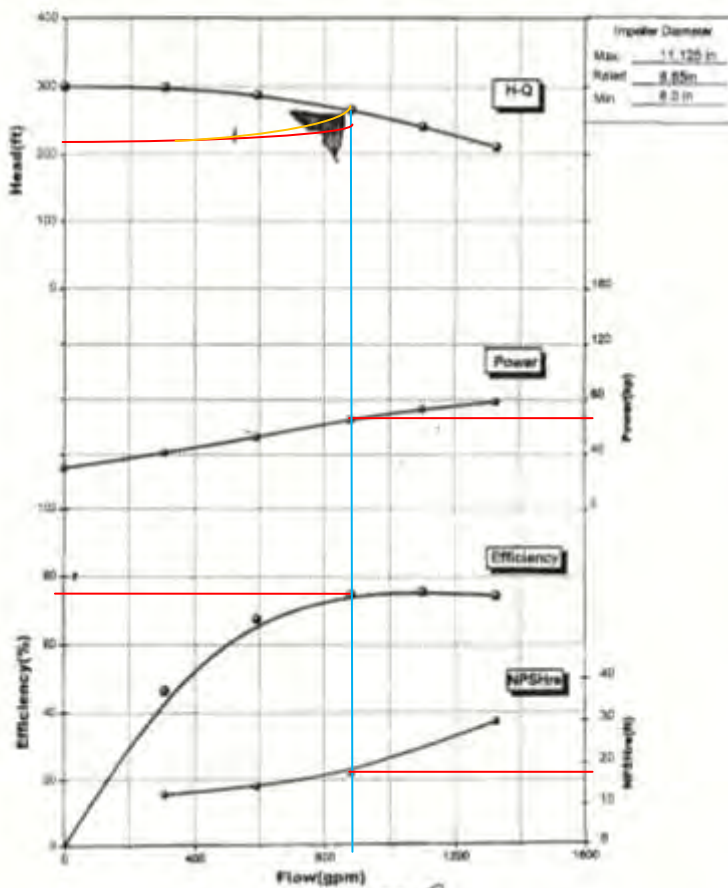
REQUIRED SPECIFICATION

880.5 gpm

342.3 ft

3560 RPM

100 hp



Gambar 4.7 Grafik Daya dan Efisiensi Gould Pump

Berdasarkan hasil plotting kurva karakteristik pompa universal berdasarkan *Head* dan kapasitas serta mempertimbangkan daya penggerak, daya poros dan putaran pompa, maka dapat dipilih pompa jenis :

Jenis pompa	: <i>Centrifugal Pump</i>
Merk	: <i>Gould Pump</i>
Putaran	: 3560 rpm
Model	: 3700 MA
Driver	: Electric motor
Kapasitas	: 880 GPM
Total Head	: 262,5 ft
Daya Penggerak	: 100 HP
NPSH _R	: 4,87 m
Pabrik	: PT WIRA MATRA GUNA

4.6 *Checking Kondisi Eksisting Menggunakan software Pipe Flow Expert*

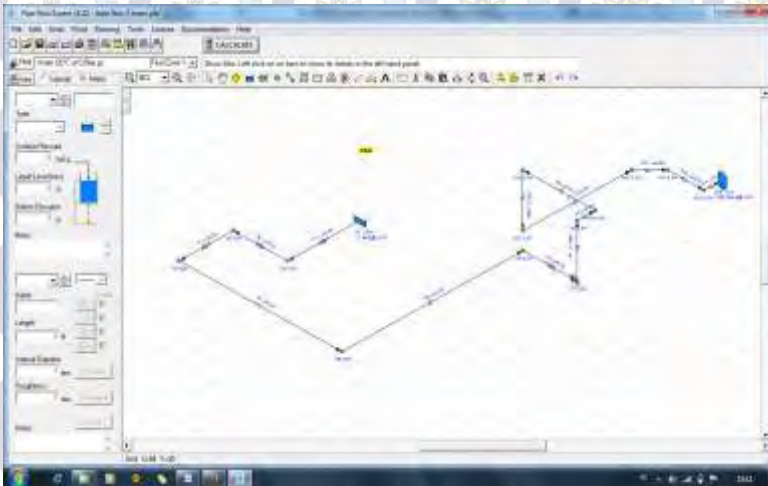
Checking ini dilakukan dengan menggunakan *software pipe flow expert*, dengan cara memasukkan inputan data *properties* instalasi perpipaan pompa *booster*, kemudian program dijalankan (*run*).

4.6.1 Langkah-langkah permodelan dan simulasi dengan *software*

Software pipe flow expert digunakan untuk *checking* nilai *head* pompa, berikut langkah-langkahnya :

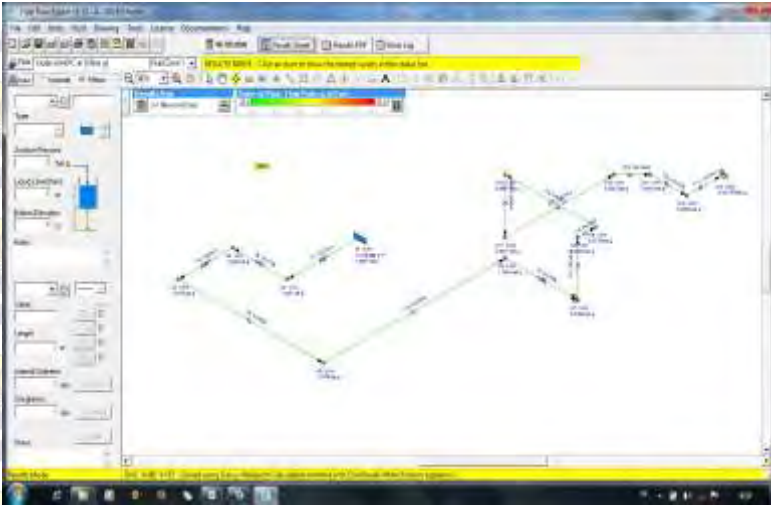
- Pembuatan model instalasi perpipaan sesuai dengan kondisi di lapangan CPA JOB P-PEJ Tuban dengan menggunakan *software pipe flow expert*.
- Pemberian (pengaturan) untuk *properties* fluida kerja yang digunakan seperti jenis fluida kerja, temperature (T), tekanan (P), *density* (ρ), *viscositas kinematik* (ν) dan *vapor pressure* (P_v).
- Pemberian (pengaturan) untuk ukuran harga *properties* instalasi perpipaan seperti diameter (D), panjang pipa (L) serta elevasi (Z) lengkap dengan satuannya.

- d. Pemberian (pengaturan) untuk jenis satuan yang akan digunakan seperti *metris* atau yang lebih dikenal dengan Satuan Internasional (SI) ataupun *imperial* yang lebih dikenal dengan satuan British.
- e. Pemberian (pengaturan) aksesoris instalasi seperti *valve*, *fitting*, *reducer*, *elbow*, *flexible joint* dan lain-lain beserta harga K dari tiap-tiap aksesoris tersebut.
- f. Pemberian (pengaturan) komponen pompa lengkap dengan kapasitas (Q) yang dialirkan serta putaran pompa (rpm) dan sebagainya.



Gambar 4.8 Permodelan eksisting *condition* instalasi perpipaan *booster pump* dengan menggunakan *software pipe flow expert*

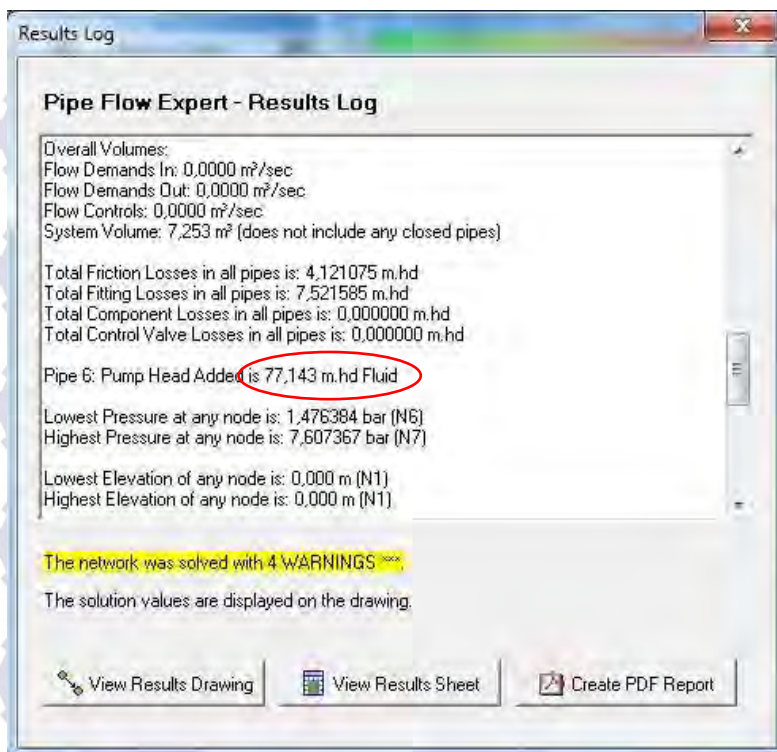
4.6.2 Hasil perhitungan *software pipe flow expert* pada sistem perpipaan *booster pump*



Gambar 4.9 Tampilan hasil perhitungan dengan *software pipe flow expert* pada instalasi perpipaan *booster pump*

Gambar 4.7 Menunjukkan hasil *checking* menggunakan *software pipe flow expert* yang setelah dijalankan (*run*), terlihat bahwa dengan memasukkan inputan *properties* instalasi sesuai eksisting *condition* didapat hasil *Head* pompa sebesar 77,143 m hd. Hasil *checking* perpipaan di atas berdasarkan kondisi dimana kapasitas yang dipompakan adalah pada kondisi maksimum yaitu 880 GPM.

4.6.3 Analisa perhitungan *booster pump*



Gambar 4.10 Result log pipe flow expert

Pada Gambar 4.10, diperoleh harga Head Effektif Pompa = 77,143 m.hd fluid

4.7 Perawatan dan Pemeliharaan pompa

Pada instalasi pompa, sering ditemui berbagai kerusakan peralatan, misalnya katup (*valve*), pipa-pipa, sambungan-sambungan dan pompa itu sendiri. Pompa yang dalam keadaan baru terpasang maupun pompa yang sudah lama tidak digunakan, diharuskan diperiksa terlebih dahulu. Prosedur pemeriksaannya adalah :

1. Pembersihan *suction reservoir* dan pipa *suction*



Gambar 4.11 Tangki suction reservoir

Apabila selama pembangunan instalasi terdapat benda asing yang masuk kedalam pipa *suction* atau *suction reservoir*, maka pompa dapat mengalami gangguan yang fatal.

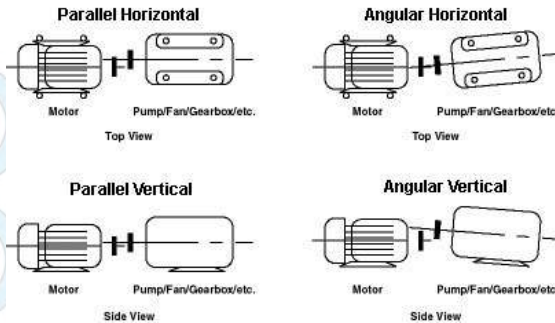
2. Pemeriksaan sistem listrik



Gambar 4.12 Ruang kontrol

Ketepatan kapasitas pemutus sirkuit, harga preset relay, arus lebih tinggi, dan ukuran serta sambungan kabel harus diperiksa dengan benar.

3. Pemeriksaan *alignment*



Gambar 4.13 Misalignment

Setelah pompa terpasang dan hendak dioperasikan, pemeriksaan kesejajaran perlu dilakukan secara periodik, kelurusan dapat berubah oleh perubahan bentuk (distorsi). Hal ini dalam jangka waktu yang panjang dapat menimbulkan keausan pada bantalan serta getaran pada mesin.

4. Pemeriksaan minyak pelumas bantalan



Gambar 4.14 Pemeriksaan minyak pelumas bantalan

Grease dan minyak untuk bantalan harus diperiksa kebersihan dan jumlahnya.

4.7.1 Perawatan Harian

1. *Pressure gage* dan temperatur fluida pada pompa, apakah sudah sesuai dengan kondisi normal kerja pompa atau tidak.
2. Membersihkan kotoran-kotoran yang menempel pada bodi pompa
3. Mengencangkan kembali jika ada baut-baut yang kendur.
4. Pengecekan pelumasan pada bearing.
5. Perbaikan/mengganti gasket pada sambungan-sambungan *flange* yang bocor atau rusak.

Perawatan harian

- a. Tekanan *suction* dan tekanan *discharge*, penunjukan manometer dan vakummeter harus selalu dibaca. Memeriksa tekanan suction harus tidak kurang dari tekanan uap.
- b. Kebocoran dari kotak packing dapat dilihat secara visual, hal ini dapat membuat proses pada kapasitas pompa sebenarnya.
- c. Jumlah minyak pelumas didalam rumah bantalan dan putaran cincin minyak harus selalu diperiksa agar tidak terjadi keausan.
- d. Temperatur rumah bantalan dan rumah pompa tidak boleh terlalu tinggi.

4.7.2 Perawatan Bulanan

1. Setiap tiga bulan dilakukan pemeriksaan minyak pelumas dan gemuk didalam rumah bantalan.
2. Setiap enam bulan dilakukan pemeriksaan packing dan keadaan kopling kaku antar poros pompa dan poros motor, jika terjadi penyimpangan dilakukan pelurusan kembali.

4.7.3 Perawatan Tahunan

1. Kecenderungan terjadinya vibrasi. Jika vibrasi pompa cenderung melebihi batas vibrasi yang seharusnya, maka
 - ❖ *Bearing* harus diambil, dibersihkan, dan diperiksa apakah terjadi keretakan atau keausan.
 - ❖ Membersihkan *bearing housing* secara hati – hati

- ❖ Memeriksa apakah terdapat goresan dan keausan pada bagian *rolling element bearing*.
 - ❖ Jika *rolling element bearing* masih dapat digunakan, maka sesegera mungkin melapisinya dengan minyak atau *grease* kemudian memasangkannya kembali. Jika terdapat tanda kerusakan pada *bearing*, maka harus dilakukan pergantian dengan *bearing* baru dengan dimensi dan material yang sama.
2. Untuk pompa yang dilengkapi dengan *shaft packing*, lepaskan *packing* dan juga *shaft sleeve*, kemudian periksa, apakah terjadi keausan
 3. Untuk pompa yang dilengkapi dengan *mechanical seals*, jika pada bagian *seals* ada indikasi terjadinya kebocoran, maka segera ganti dan kembalikan pada *manufacturer* untuk dilakukan inspeksi.
 4. Semua instrument dan alat ukur aliran harus dilakukan kalibrasi ulang. Apabila semua bagian dalam pompa telah diperbaiki, maka pompa harus di tes ulang untuk menentukan performa kerja yang tepat.

Perawatan tahunan

Hal-hal yang perlu diperiksa setiap lima tahun :

- a. Keausan pada bagian-bagian yang berputar seperti poros dan celah cincin perapat.
- b. Korosi dalam rumah pompa
- c. Keadaan katup-katup
- d. Kesejajaran poros

BAB V KESIMPULAN

Pada bab berikut ini memaparkan kesimpulan dan saran dari hasil perhitungan dan memilih ulang pompa dalam pembahasan mengenai instalasi perpipaan booster pump pada *Central Processing Area* (CPA) Pertamina-Petrochina, Tuban.

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan dan perancangan ulang dapat disimpulkan sebagai berikut:

- a. Kapasitas crude oil yang dipompakan oleh pompa booster dibutuhkan untuk memenuhi proses di CPA Pertamina-Petrochina, Tuban sebesar $0,0555 \frac{m^3}{s} = 199,8 \text{ m}^3/\text{jam}$.
- b. Hasil perhitungan berdasarkan kecepatan yang diijinkan, diameter yang sesuai untuk pipa *suction* sebesar 12 inch dan pipa *discharge* sebesar 6 inch dengan jenis pipa *Carbon Steel Pipe schedule 40s*.
- c. Hasil perhitungan manual dan menggunakan *pipe flow expert* didapat :
 - Untuk *head loss* total (H_{LT}) dari perhitungan *manual* didapat 12,4508 m dan dari perhitungan menggunakan *pipe flow expert* didapat 11,6425 m. Maka selisih perbandingan kurang dari 2% yaitu 0,8083 m.
 - Untuk *head* efektif pompa (H_{eff}) dari perhitungan *manual* didapat 78,1665 m dan dari perhitungan menggunakan *pipe flow expert* didapat 77,143 m. Maka selisih perbandingan kurang dari 2% yaitu 1,0235 m.
- d. Hasil perhitungan $NPSH_A$ didapatkan sebesar = 5,3309 m.
- e. Hasil perhitungan daya penggerak pompa, didapatkan daya sebesar = 57,36 kW.
- f. Pompa yang dipilih adalah jenis pompa sentrifugal merk *Gould Pump* dengan *type 3700MA / 4x6-11*.

- g. Berdasarkan perhitungan dan pemilihan pompa yang baru didapat penghematan daya dari pompa sebelumnya yaitu 75,6 kW menjadi daya pompa yang baru 57,36 kW.

5.2 Saran

Adapun saran untuk *Central Processing Area (CPA) JOB Pertamina-Petrochina East Java Tuban* yaitu :

- a. Sistem perawatan pada booster pump secara teratur dan terjadwal mulai dari *Preventive Maintenance, Predictive Maintenance, Breakdown Maintenance*, dan *Corrective Maintenance* agar peralatan pada sistem instalasi mempunyai umur kerja yang panjang dengan performa yang maksimal.
- b. Untuk melakukan penghematan daya dan biaya instalasi agar lebih efisien, penulis menyarankan pemakaian instalasi dan pemilihan pompa berdasarkan perhitungan pada buku laporan tugas akhir ini.

DAFTAR PUSTAKA

Fox, Robert W ; Mc Donald, Alan T. 2010. Introduction To Fluid Mechanics, 7th edition. New York : Jhon Wiley and Sons, Inc.

Karassik, Igor J. 1960. Centrifugal Pumps: Selection, Operation, and Maintenance. McGraw-Hill, Inc

Khetagurov, M. Marine Auxiliary Machinery and Systems. Diterjemahkan oleh Nicholas Weinstein dari bahasa Rusia. Moscow: Peace Publishers.

Liu, Henry. 2003. Pipeline Engineering. New York : Lewis Publishers.

Mohinder L. Nayyar . Piping Handbook, 7th edn. 1994. McGraw-Hills.

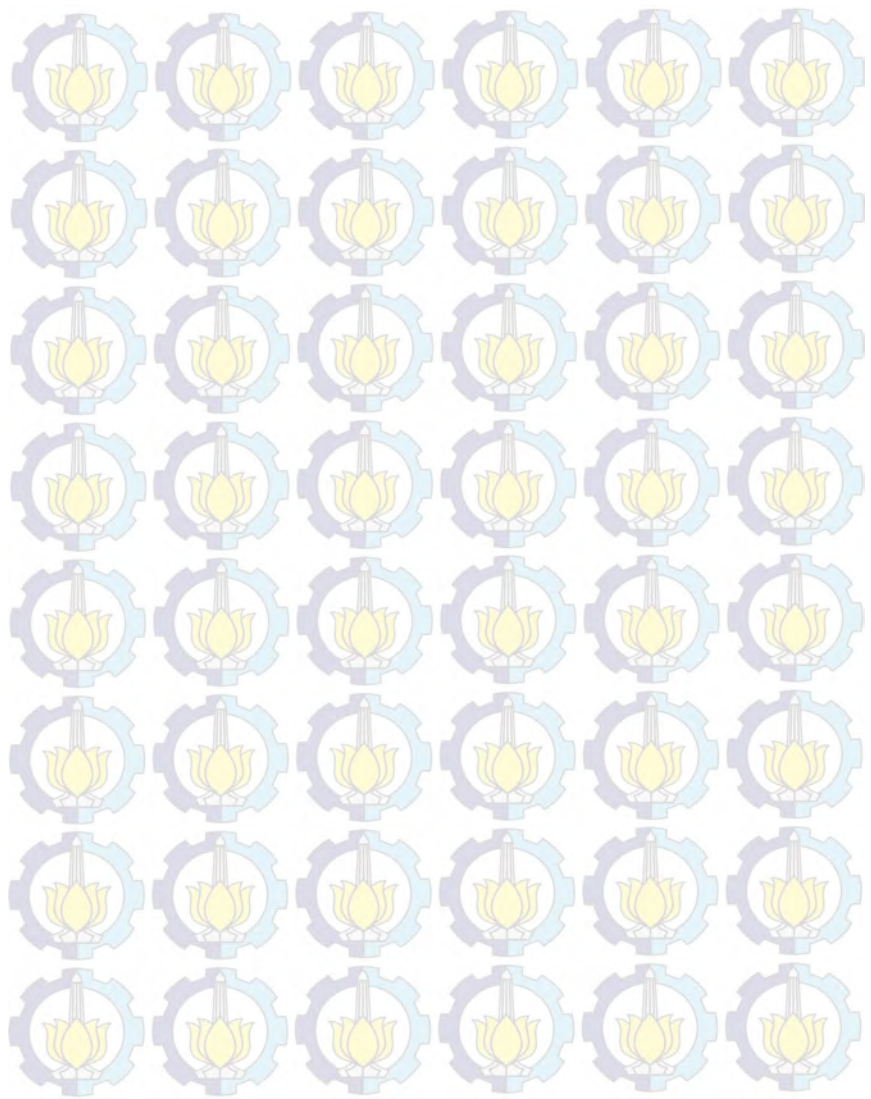
Moran, Michael J and Shapiro, Howard N, Fundamentals of Engineering Thermodynamics, Jhon Wiley and Sons, 1996.

Pertamina-Petrochina, 1988, Shipping pump process, JOB Pertamina-Petrochina East Java ; Tuban.

Pipe Flow Expert User Guide. 2010. United Kingdom : Daxesoft. Ltd.

Sularso ; Tahara, Haruo. 2006. Pumps and Compressors. Jakarta : PT Pradnya Paramita.

Welty , James R ; Wicks, Charles ; Wilson, Robert ; Rorrer, Gregory. 2007. Fundamentals Of Momentum, Heat And Mass Transfer.



LAMPIRAN 1 : Tabel Konversi

TABLE A.1 Conversion Factors

Area	
$1 \text{ mm}^2 = 1.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 144 \text{ in.}^2$
$1 \text{ cm}^2 = 1.0 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 0.1550 \text{ in.}^2$	$1 \text{ in.}^2 = 6.4516 \text{ cm}^2 = 6.4516 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
$1 \text{ m}^2 = 10.7639 \text{ ft}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 0.092903 \text{ m}^2$
Conductivity	
$1 \text{ W/m-K} = 1 \text{ J/s-m-K}$ $= 0.577789 \text{ Btu/h-ft-R}$	$1 \text{ Btu/h-ft-R} = 1.730735 \text{ W/m-K}$
Density	
$1 \text{ kg/m}^3 = 0.06242797 \text{ lbm/ft}^3$	$1 \text{ lbm/ft}^3 = 16.01846 \text{ kg/m}^3$
$1 \text{ g/cm}^3 = 1000 \text{ kg/m}^3$	
$1 \text{ g/cm}^3 = 1 \text{ kg/L}$	
Energy	
$1 \text{ J} = 1 \text{ N-m} = 1 \text{ kg-m}^2/\text{s}^2$	
$1 \text{ J} = 0.737562 \text{ lbf-ft}$	$1 \text{ lbf-ft} = 1.355818 \text{ J}$
$1 \text{ cal (Int.)} = 4.1868 \text{ J}$	$= 1.28507 \times 10^{-3} \text{ Btu}$
	$1 \text{ Btu (Int.)} = 1.055056 \text{ kJ}$
$1 \text{ erg} = 1.0 \times 10^{-7} \text{ J}$	$= 778.1693 \text{ lbf-ft}$
$1 \text{ eV} = 1.60217733 \times 10^{-19} \text{ J}$	
Force	
$1 \text{ N} = 0.224809 \text{ lbf}$	$1 \text{ lbf} = 4.448222 \text{ N}$
$1 \text{ kp} = 9.80665 \text{ N} (1 \text{ kgf})$	
Gravitation	
$g = 9.80665 \text{ m/s}^2$	$g = 32.17405 \text{ ft/s}^2$
Heat capacity, specific entropy	
$1 \text{ kJ/kg-K} = 0.238846 \text{ Btu/lbm-R}$	$1 \text{ Btu/lbm-R} = 4.1868 \text{ kJ/kg-K}$
Heat flux (per unit area)	
$1 \text{ W/m}^2 = 0.316998 \text{ Btu/h-ft}^2$	$1 \text{ Btu/h-ft}^2 = 3.15459 \text{ W/m}^2$
Heat transfer coefficient	
$1 \text{ W/m}^2\text{-K} = 0.17611 \text{ Btu/h-ft}^2\text{-R}$	$1 \text{ Btu/h-ft}^2\text{-R} = 5.67826 \text{ W/m}^2\text{-K}$
Length	
$1 \text{ mm} = 0.001 \text{ m} = 0.1 \text{ cm}$	$1 \text{ ft} = 12 \text{ in.}$
$1 \text{ cm} = 0.01 \text{ m} = 10 \text{ mm} = 0.3937 \text{ in.}$	$1 \text{ in.} = 2.54 \text{ cm} = 0.0254 \text{ m}$
$1 \text{ m} = 3.28084 \text{ ft} = 39.370 \text{ in.}$	$1 \text{ ft} = 0.3048 \text{ m}$
$1 \text{ km} = 0.621371 \text{ mi}$	$1 \text{ mi} = 1.609344 \text{ km}$
$1 \text{ mi} = 1609.3 \text{ m (US statute)}$	$1 \text{ yd} = 0.9144 \text{ m}$

LAMPIRAN 2 : Lanjutan

TABLE A.1 (Continued) Conversion Factors

Specific kinetic energy (V^2)

$$1 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 0.001 \text{ kJ/kg}$$

$$1 \text{ kJ/kg} = 1000 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$1 \text{ ft}^2/\text{s}^2 = 3.9941 \times 10^{-5} \text{ Btu/lbm}$$

$$1 \text{ Btu/lbm} = 25037 \text{ ft}^2/\text{s}^2$$

Specific potential energy (Zg)

$$1 \text{ m-g}_{\text{std}} = 9.80665 \times 10^{-3} \text{ kJ/kg}$$

$$= 4.21607 \times 10^{-3} \text{ Btu/lbm}$$

$$1 \text{ ft-g}_{\text{std}} = 1.0 \text{ lbf-ft/lbm}$$

$$= 0.001285 \text{ Btu/lbm}$$

$$= 0.002989 \text{ kJ/kg}$$

Specific volume

$$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 1 \text{ L/kg}$$

$$1 \text{ m}^3/\text{kg} = 16.01846 \text{ ft}^3/\text{lbm}$$

$$1 \text{ ft}^3/\text{lbm} = 0.062428 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Temperature

$$1 \text{ K} = 1^\circ\text{C} = 1.8 \text{ R} = 1.8 \text{ F}$$

$$\text{TC} = \text{TK} - 273.15$$

$$= (\text{TF} - 32)/1.8$$

$$\text{TK} = \text{TR}/1.8$$

$$1 \text{ R} = (5/9) \text{ K}$$

$$\text{TF} = \text{TR} - 459.67$$

$$= 1.8 \text{ TC} + 32$$

$$\text{TR} = 1.8 \text{ TK}$$

Universal Gas Constant

$$R = N_0 k = 8.31451 \text{ kJ/kmol-K}$$

$$= 1.98589 \text{ kcal/kmol-K}$$

$$= 82.0578 \text{ atm-L/kmol-K}$$

$$R = 1.98589 \text{ Btu/lbmol-R}$$

$$= 1545.36 \text{ lbf-ft/lbmol-R}$$

$$= 0.73024 \text{ atm-ft}^3/\text{lbmol-R}$$

$$= 10.7317 (\text{lbf/in.}^2)\text{-ft}^3/\text{lbmol-R}$$

Velocity

$$1 \text{ m/s} = 3.6 \text{ km/h}$$

$$= 3.28084 \text{ ft/s}$$

$$= 2.23694 \text{ mi/h}$$

$$1 \text{ km/h} = 0.27778 \text{ m/s}$$

$$= 0.91134 \text{ ft/s}$$

$$= 0.62137 \text{ mi/h}$$

$$1 \text{ ft/s} = 0.681818 \text{ mi/h}$$

$$= 0.3048 \text{ m/s}$$

$$= 1.09728 \text{ km/h}$$

$$1 \text{ mi/h} = 1.46667 \text{ ft/s}$$

$$= 0.44704 \text{ m/s}$$

$$= 1.609344 \text{ km/h}$$

Volume

$$1 \text{ m}^3 = 35.3147 \text{ ft}^3$$

$$1 \text{ L} = 1 \text{ dm}^3 = 0.001 \text{ m}^3$$

$$1 \text{ Gal (US)} = 3.785412 \text{ L}$$

$$= 3.785412 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$1 \text{ ft}^3 = 2.831685 \times 10^{-2} \text{ m}^3$$

$$1 \text{ in.}^3 = 1.6387 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$1 \text{ Gal (UK)} = 4.546090 \text{ L}$$

$$1 \text{ Gal (US)} = 231.00 \text{ in.}^3$$

LAMPIRAN 3 : Lanjutan

TABLE A.1 (Continued) Conversion Factors

Mass

1 kg = 2.204 623 lbm	1 lbm = 0.453 592 kg
1 tonne = 1000 kg	1 slug = 14.5939 kg
1 grain = 6.47989×10^{-5} kg	1 ton = 2000 lbm

Moment (torque)

1 N·m = 0.737 562 lbf·ft	1 lbf·ft = 1.355 818 N·m
--------------------------	--------------------------

Momentum (mV)

1 kg·m/s = 7.232 94 lbm·ft/s	1 lbm·ft/s = 0.138 256 kg·m/s
= 0.224809 lbf·s	

Power

1 W = 1 J/s = 1 N·m/s	1 lbf·ft/s = 1.355 818 W
= 0.737 562 lbf·ft/s	= 4.626 24 Btu/h
1 kW = 3412.14 Btu/h	1 Btu/s = 1.055 056 kW
1 hp (metric) = 0.735 499 kW	1 hp (UK) = 0.7457 kW
	= 550 lbf·ft/s
	= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration = 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration = 12 000 Btu/h

Pressure

1 Pa = 1 N/m ² = 1 kg/m·s ²	1 lbf/in. ² = 6.894 757 kPa
1 bar = 1.0×10^5 Pa = 100 kPa	1 atm = 14.695 94 lbf/in. ²
1 atm = 101.325 kPa	= 29.921 in. Hg [32 F]
= 1.01325 bar	= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
= 760 mm Hg [0°C]	
= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]	
1 torr = 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C] = 0.49115 lbf/in. ²
1 mm Hg [0°C] = 0.133 322 kPa	1 in. H ₂ O [4°C] = 0.036126 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C] = 9.806 38 kPa	

Specific energy

1 kJ/kg = 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm = 2.326 kJ/kg
= 334.55 lbf·ft/lbm	1 lbf·ft/lbm = 2.98907×10^{-3} kJ/kg
	= 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

Richard E. Sonntag, Claus Borgnakke, Gordon J. Van Wylen
(Fundamentals of Thermodynamic Fifth Edition)

LAMPIRAN 4 : *Properties of Crude Oil*

TABLE C5.1 Petroleum Commodity Characteristics for Pipelines

Commodity	Temp range F/(C)	Relative density	API gravity	Viscosities		Pour point F/(C)	Vapor press. psl (kPa)
				cSt at F/(C)	cSt at F/(C)		
Residuals:	150 to 250 (65 to 121)	1.02	7.2	50,000 at 130 (54)	330 at 250 (121)	130 (54)	—
	150 to 250 (65 to 121)	0.96	15.9	1,000 at 100 (38)	45.7 at 210 (99)	90 (32)	—
Crudes: General	40 to 160 (4 to 70)	0.84	12–40	11 at 68 (11 at 20)	4.1 at 122 (4.1 at 50)	55 (13)	15 (103)
High wax content	70 to 140 (20 to 60)	0.81	35–45	7.4 at 122 (7.4 at 50)	3.3 at 140 (3.3 at 60)	95 (35)	15 (103)
Shale oil	40 to 120 (4 to 50)	Data still emerging in shale oil systems—state of the art					

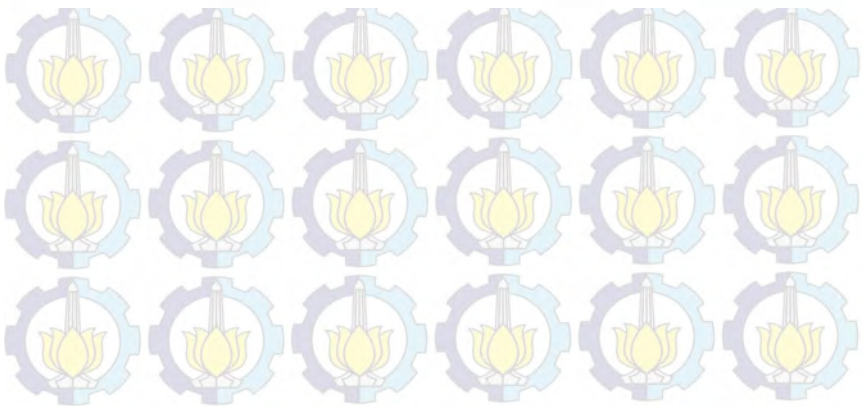
C-188



LAMPIRAN 5 : *Tabel Properties of Water*

Table A.8
Properties of Water (SI Units)

Temperature, $T(^{\circ}\text{C})$	Density, $\rho(\text{kg/m}^3)$	Dynamic Viscosity, $\mu(\text{N}\cdot\text{s/m}^2)$	Kinematic Viscosity, $\nu(\text{m}^2/\text{s})$	Surface Tension, $\sigma(\text{N/m})$	Vapor Pressure, $p_v(\text{kPa})$	Bulk Modulus, $E_v(\text{GPa})$
0	1000	1.76E-03	1.76E-06	0.0757	0.661	2.01
5	1000	1.51E-03	1.51E-06	0.0749	0.872	
10	1000	1.30E-03	1.30E-06	0.0742	1.23	
15	999	1.14E-03	1.14E-06	0.0735	1.71	
20	998	1.01E-03	1.01E-06	0.0727	2.34	2.21
25	997	8.93E-04	8.96E-07	0.0720	3.17	
30	996	8.00E-04	8.03E-07	0.0712	4.25	
35	994	7.21E-04	7.25E-07	0.0704	5.63	
40	992	6.53E-04	6.59E-07	0.0696	7.38	
45	990	5.95E-04	6.02E-07	0.0688	9.59	
50	988	5.46E-04	5.52E-07	0.0679	12.4	2.29
55	986	5.02E-04	5.09E-07	0.0671	15.8	
60	983	4.64E-04	4.72E-07	0.0662	19.9	
65	980	4.31E-04	4.40E-07	0.0654	25.0	
70	978	4.01E-04	4.10E-07	0.0645	31.2	
75	975	3.75E-04	3.85E-07	0.0636	38.6	
80	972	3.52E-04	3.62E-07	0.0627	47.4	
85	969	3.31E-04	3.41E-07	0.0618	57.8	
90	965	3.12E-04	3.23E-07	0.0608	70.1	2.12
95	962	2.95E-04	3.06E-07	0.0599	84.6	
100	958	2.79E-04	2.92E-07	0.0589	101	

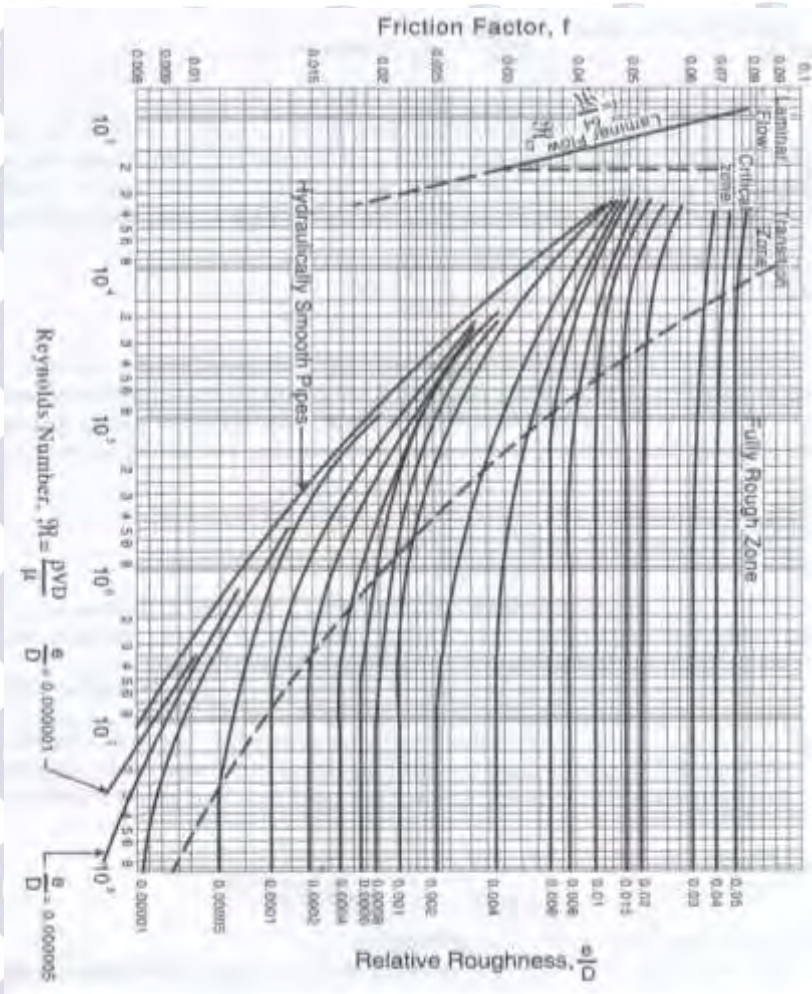


LAMPIRAN 6 : Recommended Velocities of Fluids in Pipelines

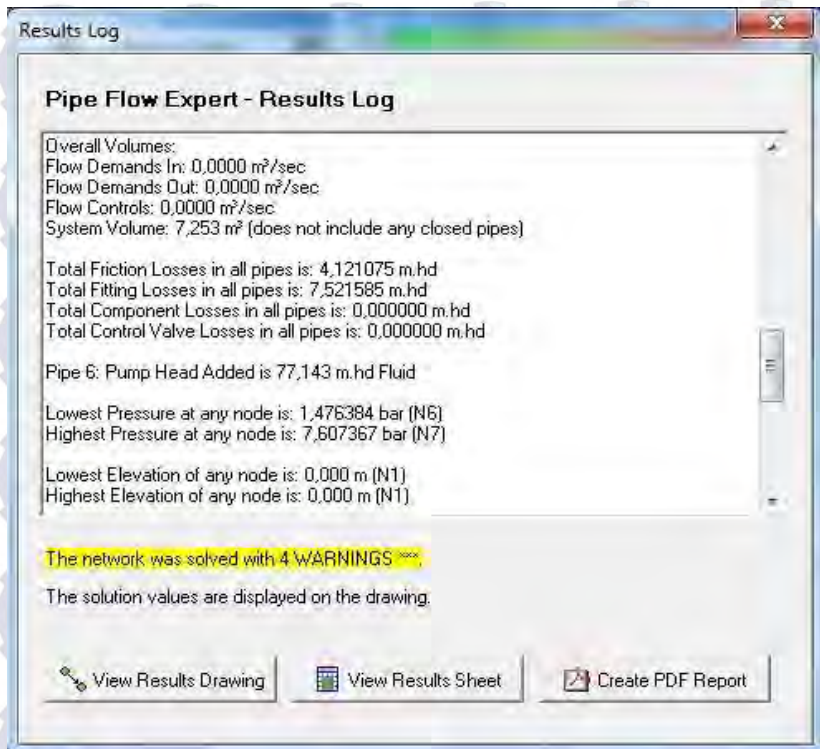
Fluid	Application	Range			
		Low	High	Low	High
		ft/sec	ft/sec	m/sec	m/sec
Acetylene		67		20.4	
Air	Air or Flue Gas Ducting	10	35	3.0	10.7
Air	Centrifugal Compressor - All Piping	50	100	15.2	30.5
Air	Piston Compressor Discharge	70	100	21.3	30.5
Air	Piston Compressor Suction	50	70	15.2	21.3
Oil	Gravity Flow	2	3	0.6	0.9
Oil	Heavy Viscosity	2	3	0.6	0.9
Oil	Light Viscosity	3	6	0.9	1.8
Oil	Suction Lines	3	4	0.9	1.2
Water	Boiler Feedwater Discharge	10	17	3.0	5.2
Water	Centrifugal Pump Discharge	5	12	1.5	3.7
Water	Centrifugal Pump Suction	2	5	0.6	1.5
Water	City Water/Service Mains	2	5	0.6	1.5
Water	Fire Hose		10		3.0
Water	General Service	4	10	1.2	3.0
Water	Gravity Flow	2	3	0.6	0.9
Water	Hot Water Recirc.		3		0.9
Water	Reciprocating Pump Discharge	5	10	1.5	3.0
Water	Reciprocating Pump Suction	2	5	0.6	1.5
Water	Sea Water	5	12	1.5	3.7



LAMPIRAN 7 : *Moody Diagram*



LAMPIRAN 9 : *Result Log* Perhitungan Menggunakan *Pipe Flow Expert*



LAMPIRAN 10 : Nilai Koefisien Fitting Pipa 12 inch pada *Pipe Flow Experts*

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P1, Steel (ANSI), 12" 304,800 mm (Pipe Id: 1)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	ballFB	300 mm	12"	ball valve full bore	0.0400	1
	EntSharp	300 mm	12"	Pipe Entry Sharp Edged	0.5000	1

Total K = 0.54

Save Clear Cancel

Fitting Database: Double click on a fitting below to add the item to the pipe fittings.

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	300 mm	12"	Standard Bend	0.3900
	LB	300 mm	12"	Long bend	0.2100
	PB	300 mm	12"	Pipe bend	0.1600
	E45	300 mm	12"	Elbow 45°	0.2100
	RB	300 mm	12"	Return bend	0.6500
	MB45	300 mm	12"	Mitre bend 45°	0.2000
	MB90	300 mm	12"	Mitre bend 90°	0.7800
	Gate	300 mm	12"	Gate Valve	0.1000
	Globe	300 mm	12"	Globe Valve	4.4000
	Angle	300 mm	12"	Globe Valve Angled	1.9500
	Plug	300 mm	12"	Plug Valve Straightway	0.2300
	Bfly	300 mm	12"	Butterfly Valve	0.3500
	ballFB	300 mm	12"	ball valve full bore	0.0400
	LiftCh	300 mm	12"	Lift Check Valve	7.8000
	AngCh	300 mm	12"	Lift Check Angled	0.7200
	ChSw	300 mm	12"	Check Swing Valve	1.4000
	TiltCh	300 mm	12"	Tilting Disk Check	1.2000

Add selection to pipe

Move to fitting size
25 mm 1"

Calculate K value

- entrance rounded
- gradual enlargement
- gradual contraction
- sudden enlargement
- sudden contraction
- long pipe bend

Create new fitting Remove entry

LAMPIRAN 11 : Nilai Koefisien Fitting Pipa 8 inch pada *Pipe Flow Experts*

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P6 Steel (ANSI), 8" 203,200 mm (Pipe Id: 6)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	GrCon	N/A	N/A	Gradual contraction	0,3800	1
	BallFB	200 mm	8"	Ball Valve Full Bore	0,0400	1
	St	200 mm	8"	Strainer	1,0000	1
	GrCon	N/A	N/A	Gradual contraction	0,0900	1
	PB	200 mm	8"	Pipe bend	0,1700	1

Total K = 1,68

Save Clear Cancel

Fitting Database: Double click on a fitting below to add the item to the pipe fittings.

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	200 mm	8"	Standard Bend	0,4200
	LB	200 mm	8"	Long bend	0,2200
	PB	200 mm	8"	Pipe bend	0,1700
	E45	200 mm	8"	Elbow 45°	0,2200
	RB	200 mm	8"	Return bend	0,7000
	MB45	200 mm	8"	Mitre bend 45°	0,2100
	MB90	200 mm	8"	Mitre bend 90°	0,8400
	Gate	200 mm	8"	Gate Valve	0,1100
	Globe	200 mm	8"	Globe Valve	4,8000
	Angle	200 mm	8"	Globe Valve Angled	2,1000
	Plug	200 mm	8"	Plug Valve Straightway	0,2500
	Buty	200 mm	8"	Butterfly Valve	0,6300
	BallFB	200 mm	8"	Ball Valve Full Bore	0,0400
	BallRB	200 mm	8"	Ball Valve Reduced Bore	0,7000
	LiftCh	200 mm	8"	Lift Check Valve	8,4000
	AngCh	200 mm	8"	Lift Check Angled	0,7700
	ChSw	200 mm	8"	Check Swing Valve	1,6500

Add selection to pipe

Move to fitting size: 25 mm 1"

Calculate K value

entrance rounded

gradual enlargement

gradual contraction

sudden enlargement

sudden contraction

long pipe bend

Create new fitting

Remove entry

LAMPIRAN 12 : Nilai Koefisien Fitting 4 inch pada *Pipe Flow Experts*

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P7, Steel (ANSI), 4" 102,260 mm (Pipe Id: 7)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	Gate	100 mm	4"	Gate Valve	0.1400	1
	ChSw	100 mm	4"	Check Swing Valve	2.0000	1

Total K = 2.14

Save

Clear

Cancel

Fitting Database: Double click on a fitting below to add the item to the pipe fittings.

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	PB	100 mm	4"	Pipe bend	0.2000
	E45	100 mm	4"	Elbow 45°	0.2700
	RB	100 mm	4"	Return bend	0.8500
	MB45	100 mm	4"	Mitre bend 45°	0.2500
	MB90	100 mm	4"	Mitre bend 90°	1.0200
	Gate	100 mm	4"	Gate Valve	0.1400
	Globe	100 mm	4"	Globe Valve	5.8000
	Angle	100 mm	4"	Globe Valve Angled	2.5500
	Plug	100 mm	4"	Plug Valve Straightway	0.3100
	Butly	100 mm	4"	Butterfly Valve	0.7700
	BallFB	100 mm	4"	Ball Valve Full Bore	0.0500
	BallRB	100 mm	4"	Ball Valve Reduced Bore	1.0000
	LiftCh	100 mm	4"	Lift Check Valve	10.2000
	AngCh	100 mm	4"	Lift Check Angled	0.9400
	ChSw	100 mm	4"	Check Swing Valve	2.0000
	TiltCh	100 mm	4"	Tilting Disk Check	2.0000
	ChWal	100 mm	4"	Water Check Valve	3.2200

Add selection to pipe

Move to fitting size

25 mm 1"

Calculate K value

entrance rounded

gradual enlargement

gradual contraction

sudden enlargement

sudden contraction

long pipe bend

Create new fitting

Remove entry

LAMPIRAN 13 : Lanjutan

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P2 Steel (ANSI), 12" 304.800 mm (Pipe Id: 2)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	Gate	300 mm	12"	Gate Valve	0.1000	2
	PB	300 mm	12"	Pipe bend	0.1600	1
	flowM	300 mm	12"	flow meter	5.0000	1

Total K = 5.36

Fitting Database: Double click on a fitting below to add the item to the pipe fittings.

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	Bfly	300 mm	12"	Butterfly Valve	0.3500
	ballPB	300 mm	12"	ball valve full bore	0.0400
	LiftCh	300 mm	12"	Lift Check Valve	7.8000
	AngCh	300 mm	12"	Lift Check Angled	0.7200
	ChSw	300 mm	12"	Check Swing Valve	1.4000
	TiltCh	300 mm	12"	Tilting Disk Check	1.2000
	Ch/Wat	300 mm	12"	Water Check Valve	1.2500
	Foot	300 mm	12"	Foot Valve with Strainer	5.5000
	Hinged	300 mm	12"	Hinged Foot Valve with Strainer	1.0000
	St	300 mm	12"	Strainer	1.0000
	TT	300 mm	12"	Through Tee	0.2600
	BT	300 mm	12"	Branch Tee	0.7600
	EntCon	300 mm	12"	Pipe Exit to Container	1.0000
	Open	300 mm	12"	Open pipe Exit	1.0000
	EntProj	300 mm	12"	Pipe Entry Projecting	0.7800
	EntSharp	300 mm	12"	Pipe Entry Sharp Edged	0.5000
	flowM	300 mm	12"	flow meter	5.0000

Move to fitting size
25 mm 1"

Calculate K value

- entrance rounded
- gradual enlargement
- gradual contraction
- sudden enlargement
- sudden contraction
- long pipe bend

LAMPIRAN 14 : Lanjutan

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P3, Steel (ANSI), 12" 304.800 mm (Pipe Id: 3)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	PB	300 mm	12"	Pipe bend	0.1600	1
	Gate	300 mm	12"	Gate Valve	0.1000	1

Total K = 0,26

☒ Save

Clear

Cancel

Fitting Database: Double click on a fitting below to add the item to the pipe fittings.

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	300 mm	12"	Standard Bend	0.3900
	LB	300 mm	12"	Long bend	0.2100
	PB	300 mm	12"	Pipe bend	0.1600
	E45	300 mm	12"	Elbow 45°	0.2100
	RB	300 mm	12"	Return bend	0.6500
	MB45	300 mm	12"	Mitre bend 45°	0.2000
	MB90	300 mm	12"	Mitre bend 90°	0.7800
	Gate	300 mm	12"	Gate Valve	0.1000
	Globe	300 mm	12"	Globe Valve	4.4000
	Angle	300 mm	12"	Globe Valve Angled	1.9500
	Plug	300 mm	12"	Plug Valve Straightway	0.2300
	Bfly	300 mm	12"	Butterfly Valve	0.3500
	ballPB	300 mm	12"	ball valve full bore	0.0400
	LiftCh	300 mm	12"	Lift Check Valve	7.8000
	AngCh	300 mm	12"	Lift Check Angled	0.7200
	ChSw	300 mm	12"	Check Swing Valve	1.4000
	TiltCh	300 mm	12"	Tilting Disk Check	1.2000

Add selection to pipe
 Move to fitting size
 25 mm | 1"

Calculate K value


entrance rounded
 gradual enlargement
 gradual contraction
 sudden enlargement
 sudden contraction
 long pipe bend

Create new fitting
 Remove entry

LAMPIRAN 15 : Lanjutan

Pipe fitting friction coefficients


















Fittings on: P12, Steel, 4" 203.200 mm (Pipe Id 12)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	MB45	200 mm	8"	Mitre bend 45°	0.2100	1

Total K = 0.21

☒ Save ☐ Clear ☐ Cancel

Fitting Database: Double click on a fitting below to add the item to the pipe fittings.

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	SB	200 mm	8"	Standard Bend	0.4200
	LB	200 mm	8"	Long bend	0.2200
	PB	200 mm	8"	Pipe bend	0.1700
	E45	200 mm	8"	Elbow 45°	0.2200
	RB	200 mm	8"	Return bend	0.7000
	MB45	200 mm	8"	Mitre bend 45°	0.2100
	MB90	200 mm	8"	Mitre bend 90°	0.8400
	Gate	200 mm	8"	Gate Valve	0.1100
	Globe	200 mm	8"	Globe Valve	4.8000
	Angle	200 mm	8"	Globe Valve Angled	2.1000
	Plug	200 mm	8"	Plug Valve Straightway	0.2500
	Bfly	200 mm	8"	Butterfly Valve	0.6300
	BallFB	200 mm	8"	Ball Valve Full Bore	0.0400
	BallRB	200 mm	8"	Ball Valve Reduced Bore	0.7000
	LiftCh	200 mm	8"	Lift Check Valve	8.4000
	AngCh	200 mm	8"	Lift Check Angled	0.7700
	ChSw	200 mm	8"	Check Swing Valve	1.6500

☒ Add selection to pipe
 Move to fitting size: 25 mm 1"
 Calculate K value:
☒ entrance rounded
☒ gradual enlargement
☒ gradual contraction
☒ sudden enlargement
☒ sudden contraction
☒ long pipe bend
☒ Create new fitting
☒ Remove entry

LAMPIRAN 16 : Lanjutan

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P14, Steel, 4" 203,200 mm (Pipe Id: 14)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	St	200 mm	8"	Strainer	1.0000	1
	GrCon	N/A	N/A	Gradual contraction	1.6000	1
	PB	200 mm	8"	Pipe bend	0.1700	1

Total K = 2.77

Save

Clear

Cancel

Fitting Database: Double click on a fitting below to add the item to the pipe fittings.

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	MB90	200 mm	8"	Male bend 90°	0.8400
	Gate	200 mm	8"	Gate Valve	0.1100
	Globe	200 mm	8"	Globe Valve	4.8000
	Angle	200 mm	8"	Globe Valve Angled	2.1000
	Plug	200 mm	8"	Plug Valve Straightway	0.2500
	Butly	200 mm	8"	Butterfly Valve	0.6300
	BallFB	200 mm	8"	Ball Valve Full Bore	0.0400
	BallRB	200 mm	8"	Ball Valve Reduced Bore	0.7000
	LiftCh	200 mm	8"	Lift Check Valve	8.4000
	AngCh	200 mm	8"	Lift Check Angled	0.7700
	ChSw	200 mm	8"	Check Swing Valve	1.6500
	TiltCh	200 mm	8"	Tilting Disk Check	1.7000
	ChWaf	200 mm	8"	Wafer Check Valve	1.7000
	Foot	200 mm	8"	Foot Valve with Strainer	5.9000
	Hinged	200 mm	8"	Hinged Foot Valve with Strainer	1.1000
	St	200 mm	8"	Strainer	1.0000
	TT	200 mm	8"	Through Tee	0.2600

Add selection to pipe:

Move to fitting size: 25 mm 1"

Calculate K value:

enhance rounded

gradual enlargement

gradual contraction

sudden enlargement

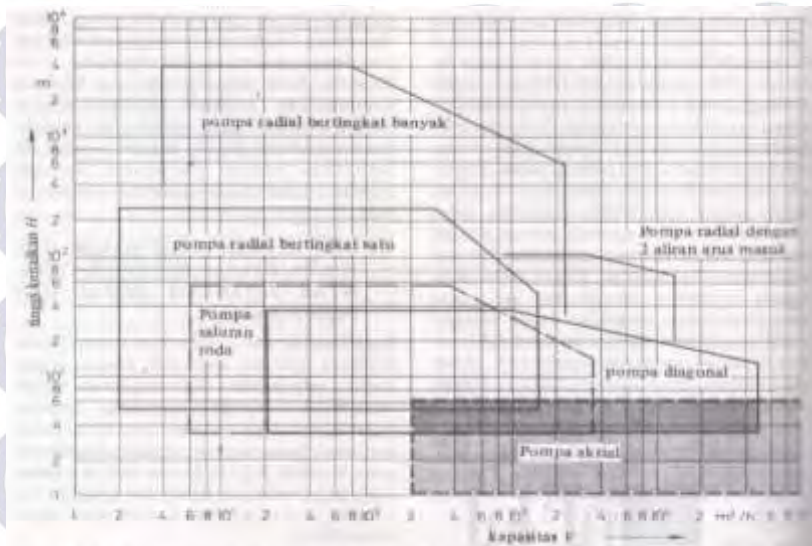
sudden contraction

long pipe bend

Create new fitting:

Remove entry

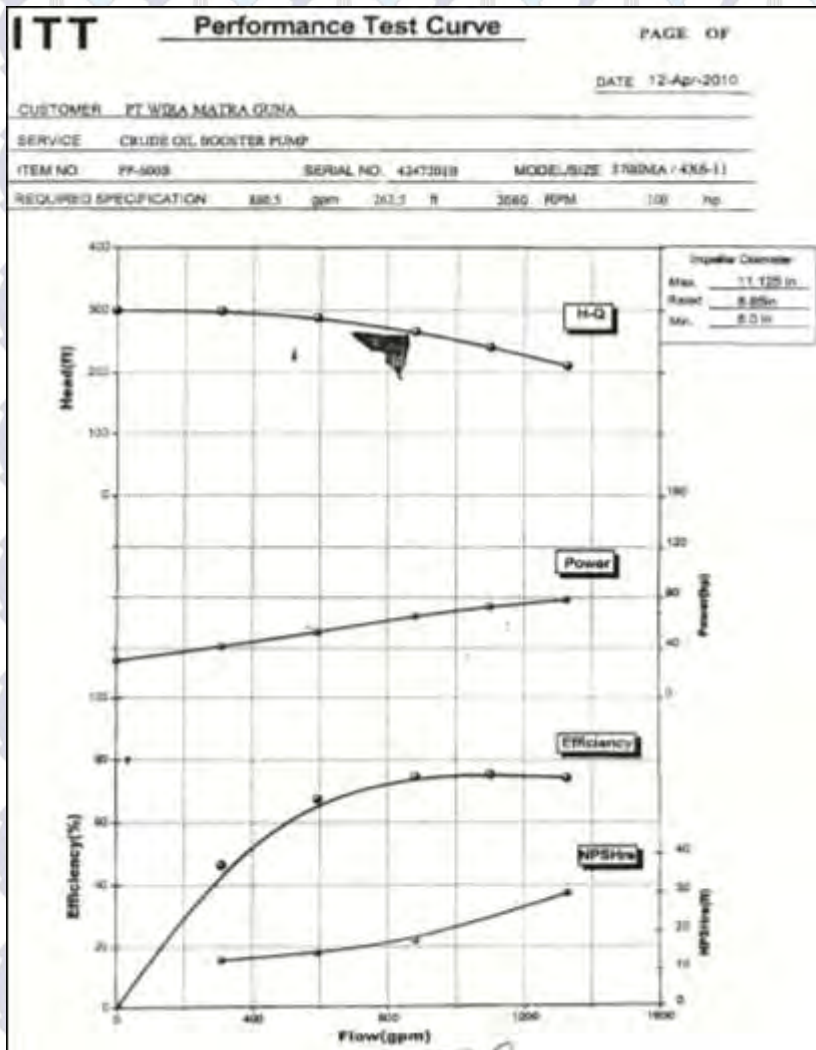
LAMPIRAN 17 : Grafik pemilihan pompa



Gambar 4.5.1. Daerah kerja beberapa jenis konstruksi pompa sentrifugal.

The graph shows the efficiency η_p (%) on the y-axis (0 to 100) versus the flow rate Q (m³/min) on the x-axis (0.1 to 400). The curves represent different flow rates: 100, 160, 250, 400, and 1000 m³/min. The efficiency increases with flow rate, starting around 40% at 0.1 m³/min and reaching approximately 85-90% at 400 m³/min.

LAMPIRAN 19 : Grafik performansi pompa merk Gould Pump type 3700MA / 4x6-11



[illegible][illegible]

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Surabaya, 24 September 1993, merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu TK Aisyiah Surabaya, MI Muhammadiyah 5 Surabaya, SMP Negeri 2 Sukodono Lumajang, dan SMA Negeri 1 Lumajang. Pada tahun 2011 Penulis diterima di Jurusan D3 Teknik Mesin FTI – ITS dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 2111030049. Konversi Energi merupakan bidang studi yang dipilih penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan dan bergabung dalam organisasi. Kegiatan yang pernah diikutinya antara lain : Menjadi staff Departemen Ketaqwaan Terhadap Tuhan Yang Maha Esa (KTTYME) HMDM pada periode 2012-2013, Staff Departemen Sosial Kemasyarakatan (SOSMAS) BEM FTI-ITS 2012-2013, dan Staff Ahli KTTYME HMDM D3 Teknik Mesin ITS 2013-2014. PT Joint Operating Body Pertamina-Petrochina East Java (JOB P-PEJ) Tuban merupakan tempat kerja praktek penulis selama satu bulan pada 01 Juli s/d 01 Agustus 2013 di bidang perawatan pompa shipping.

Pelatihan yang pernah diikuti penulis : Pelatihan dasar Pra-TD ITS (2011), Pelatihan Motor Bakar (2012), LKMM TD HMDM FTI-ITS (2012), Pelatihan Peningkatan Aqidah dan Dasar Ilmu Islam (PADII) HMDM FTI-ITS (2012), dan Pelatihan Leadership Organizing Training (LOT) BEM FTI-ITS (2012).

Email : imamnurfachrudin44@gmail.com